

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Analýza planetového soukolí synchronizované manuální převodovky  
Analysis of Planetary Gearing for a Synchromesh Manual Transmission

Student:

Bc. Petr Sopuch

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Sopuch**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Analýza planetového soukolí synchronizované manuální převodovky**  
**Analysis of Planetary Gearing for a Synchromesh Manual Transmission**

### Zásady pro vypracování:

Proveďte geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol planetového soukolí. Prvotní identifikaci ozubení realizujte vlastním měřením. Detailní proměření bude realizováno na měřicích centrech ve společnosti TATRA TRUCKS a. s. Vyhodnoťte přesnosti ozubených kol. Definujte parametry ložisek a následně proveďte jejich výpočet. Popište způsob synchronizace manuální převodovky. Nakreslete sestavný výkres částí převodové skříně s planetovým soukolím, výrobní výkresy vybraných ozubených kol a unášeče (skříně satelitů).

### Seznam doporučené odborné literatury:

MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola. Ostrava: Montanex a. s., 2001, 291 s. ISBN 80-7722-051-5.

NĚMČEK, Miloš. Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol. Ostrava: Montanex a. s., 2003, 143 s. ISBN 80-7225-111-2.

SVOBODA, Jiří. Planetové převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998, 90 s. ISBN 80-01-01830-X.

ŠALAMOUN, Čestmír; SUCHÝ, Miloš. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha: SNTL, 1990. 466 s. ISBN 80-03-00532-9.

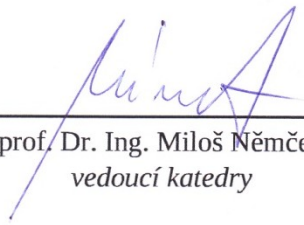
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015




  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....11.5.2015.....

..........  
podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....11.5.2015

.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Petr Sopuch

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ženklava 237, 742 67 Ženklava

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SOPUCH, P. *Analýza planetového soukolí synchronizované manuální převodovky: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů – 347, 2015, 56 s. Vedoucí práce: Maršálek, P.

Diplomová práce řeší analýzu planetového soukolí synchronizované manuální převodovky. V první části je seznámení s problematikou planetového soukolí a zpracován přehled ZF převodovek pro nákladní vozidla. Dále je provedena identifikace ozubených kol a vyhodnocení jejich přesnosti. Poté je proveden geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol. V poslední části je proveden výpočet ložiska, osy satelitu, výpočet drážkování a popis synchronizace planetového soukolí. V příloze je uvedena geometrie, pevnostní výpočet a náměry ozubených kol. K diplomové práci je doložen sestavný výkres planetového soukolí a výrobní výkres unášeče a satelitu.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

SOPUCH, P. *Analysis of Planetary Gearing for a Synchromesh Manual Transmission: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2015, 56 p. Thesis head: Maršálek, P.

The Master thesis deals with analysis of planetary gearing for a synchromesh manual transmission. There is the introduction issues of planetary gearing and overview of ZF transmissions for trucks in the first part of the thesis. The thesis also deals with identification of gears and evaluation their degree of accuracy. There is the geometrical and strength calculation of gears in the middle part of the thesis. In the last part of the thesis there are calculations of bearing and shaft of satellite and calculation of grooving of planetary gearing. There also is description of synchronization of planetary gearing. The enclosure deals geometrical and strength calculation and waveforms of gears. The assembly drawing of planetary gearing and manufacturing drawing of gripper and satellite are added to the Master thesis.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	9
Úvod .....	12
1 Planetové ozubené převody .....	13
1.1 Základní pojmy planetového mechanismu .....	13
1.2 Základní konstrukce planetových převodů .....	14
1.3 Geometrické podmínky .....	16
1.4 Silové poměry planetového soukolí .....	18
2 Přehled manuálních převodovek ZF pro nákladní vozy .....	20
2.1 ZF - Ecolite .....	20
2.2 ZF - Ecomid .....	21
2.3 ZF - Ecosplit .....	21
2.3.1 Výkonová řada Ecosplit .....	22
3 Analýza planetového soukolí převodovky ZF 16S 2530TO .....	23
3.1 Centrální kolo .....	24
3.2 Unášeč .....	24
3.3 Satelit .....	25
3.4 Korunové kolo .....	25
4 Identifikace ozubených kol planetového soukolí .....	26
4.1 Vlastní měření ozubených kol .....	26
4.1.1 Zjištění pevných vstupních parametrů .....	26
4.1.2 Míry ozubení .....	27
4.2 Detailní měření ozubených kol .....	30
4.3 Kontrola geometrických podmínek .....	30
4.4 Software pro identifikaci ozubených kol .....	31
4.4.1 Centrální kolo .....	32
4.4.2 Satelit .....	32
4.4.3 Korunové kolo .....	33

5	Vyhodnocení přesnosti ozubených kol .....	34
5.1	Úchylka úhlu profilu $f_{H\alpha}$ .....	34
5.2	Profilová modifikace $c_a$ .....	35
5.3	Úchylka úhlu sklonu zubu $f_{H\beta}$ .....	36
5.4	Podélná modifikace $c_b$ .....	37
6	Geometrický výpočet planetového soukolí .....	38
6.1	Soukolí centrální kolo - satelit .....	38
6.2	Soukolí satelit - korunové kolo .....	39
7	Pevnostní výpočet planetového soukolí .....	40
7.1	Charakteristika motoru .....	40
7.2	Výpočet zatížení planetového soukolí .....	40
7.3	Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení .....	42
7.3.1	Kontrola soukolí centrální kolo - satelit .....	43
7.3.2	Kontrola soukolí satelit - korunové kolo .....	44
7.3.3	Hodnocení výsledků pevnosti ozubených kol .....	45
7.4	Kontrola osy satelitu .....	46
7.4.1	Kontrola na ohyb .....	47
7.4.2	Kontrola na průhyb .....	48
7.5	Kontrola drážkování unášeče .....	48
7.6	Výpočet ložiska satelitu planetového soukolí .....	51
7.6.1	Výpočet statické únosnosti ložiska .....	51
7.6.2	Výpočet dynamické únosnosti ložiska .....	52
8	Synchronizace planetového soukolí převodovky .....	55
8.1	Planetové soukolí v záběru .....	56
8.2	Planetové soukolí mimo záběr .....	57
9	Závěr .....	58
10	Seznam použité literatury .....	60
11	Seznam příloh .....	62



## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	Osová vzdálenost soukolí	[mm]
$a_1$	Součinitel spolehlivosti ložiska	[-]
$a_{SKF}$	Součinitel teorie trvanlivosti dle SKF	[-]
$a_w$	Pracovní osová vzdálenost soukolí	[mm]
$b$	Šířka ozubeného kola	[mm]
$c_a$	Profilová modifikace	[ $\mu\text{m}$ ]
$c_b$	Podélná modifikace	[ $\mu\text{m}$ ]
$d_a$	Hlavový průměr	[mm]
$d_{as}$	Hlavový průměr satelitu	[mm]
$d_b$	Základní kružnice	[mm]
$d_{\check{c}}$	Průměr osy satelitu	[mm]
$d_f$	Patní průměr	[mm]
$d_s$	Střední průměr drážkování	[mm]
$f_{H\alpha}$	Úchylka úhlu profilu	[ $\mu\text{m}$ ]
$f_{H\beta}$	Úchylka úhlu sklonu zubů	[ $\mu\text{m}$ ]
$h$	Výška stykové plochy drážkování	[mm]
$h_C$	Výška měřeného ozubení	[mm]
$h_f^*$	Poměrná výška paty zubu	[-]
$i_{XX}^X$	Obecný převodový poměr planetového soukolí	[-]
$i_p$	Převodový poměr planetového soukolí	[-]
$k$	Libovolné celé číslo	[-]
$m_n$	Normální modul	[mm]
$n_1$	Otáčky centrálního kola	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_p$	Otáčky planetového soukolí	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_s$	Otáčky satelitu	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_{TMAX}$	Maximální otáčky motoru při $T_{MAX}$	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$p_{DOV}$	Dovolený tlak mezi drážkami	[MPa]
$p_{ED}$	Tlak mezi drážkami	[MPa]
$r_1$	Poloměr roztečné kružnice centr. kola	[mm]
$r_2$	Poloměr roztečné kružnice korun. kola	[mm]
$r_U$	Poloměr roztečné kružnice unášeče	[mm]
$r_{w1}$	Valivý průměr centr. kola	[mm]

$r_{w2}$	Valivý průměr korun. kola	[mm]
$s_C$	Tloušťka měřeného ozubení	[mm]
$x$	Korekce zubu	[-]
$x_1$	Korekce centrálního kola	[-]
$x_2$	Korekce korunového kola	[-]
$x_S$	Korekce satelitu	[-]
$y_D$	Dovolený průhyb čepu	[mm]
$y_{MAX}$	Maximální průhyb čepu	[mm]
$z_1$	Počet zubů centrálního kola	[-]
$z_2$	Počet zubů korunového kola	[-]
$z_S$	Počet zubů satelitu	[-]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_O$	Statická únosnost ložiska	[N]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_N$	Normálová síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_t$	Tečná síla	[N]
$F_U$	Síla unášeče	[N]
$J$	Moment setrvačnosti čepu	[mm <sup>4</sup> ]
$K_A$	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{AS}$	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
$K_{\check{C}}$	Součinitel bezpečnosti osy satelitu	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení	[-]
$L$	Délka uložení osy satelitu	[mm]
$L_{10nm}$	Trvanlivost ložiska	[hod]
$L_{\alpha,\beta}$	Šířka měření úchylky	[μm]
$M$	Rozměr přes kuličky	[mm]
$M_{OMAX}$	Maximální ohybový moment	[Nm]
$P$	Ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$S$	Počet satelitu	[-]
$S_F$	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
$S_H$	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
$S_O$	Součinitel statické únosnosti ložiska	[-]
$T_1$	Vstupní točivý moment	[Nm]

$T_4$	Točivý moment korun. kola	[Nm]
$T_{MAX}$	Maximální točivý moment motoru	[Nm]
$T_U$	Točivý moment unášeče	[Nm]
$V_U$	Rychlost posuvu unášeče	[ms <sup>-1</sup> ]
$W$	Míra přes zuby	[mm]
$Y_A$	Součinitel střídavého zatížení zubu	[-]
$\alpha$	Úhel profilu	[°]
$\alpha_n$	Úhel profilu v normální rovině	[°]
$\alpha_t$	Úhel profilu v tečné rovině	[°]
$\alpha_w$	Úhel záběru	[°]
$\beta$	Úhel sklonu zubu	[°]
$\gamma$	Úhel mezi zuby	[°]
$\delta$	Úhel mezi satelity	[°]
$\delta_P$	Součinitel nerovnoměrnosti rozložení sil	[-]
$\eta_{OZ}$	Účinnost ozubených kol	[-]
$\eta_P$	Účinnost planetového soukolí	[-]
$\sigma_{FMAX}$	Ohybové napětí jednorázového přetížení v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FPMAX}$	Dovolené ohyb. napětí jednorázového přetížení v ohybu	[MPa]
$\sigma_{HMAX}$	Ohybové napětí jednorázového přetížení v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HPMAX}$	Dovolené ohyb. napětí jednorázového přetížení v dotyku	[MPa]
$\sigma_O$	Ohybové napětí	[MPa]
$\varphi$	Relativní funkční počet drážek	[-]
$\omega_1$	Úhlová rychlost centrálního kola	[s <sup>-1</sup> ]
$\omega_2$	Úhlová rychlost korunového kola	[s <sup>-1</sup> ]
$\omega_U$	Úhlová rychlost unášeče	[s <sup>-1</sup> ]

# Úvod

Společnost Tatra Trucks a.s. je automobilka se sídlem v Kopřivnici, která se řadí mezi nejstarší automobilky světa a svou činností značným způsobem ovlivňuje průmysl nejen v České Republice. Tato společnost vyrábí celou řadu nákladních automobilů, mezi které patří i model Tatra Phoenix. Tento model využívá moderní, úsporné a výkonné motory Paccar, s kterými spolupracují převodovky značky ZF, jenž jsou předmětem diplomové práce.

Diplomová práce se zabývá analýzou planetového soukolí synchronizované 16-ti stupňové manuální převodovky, která je určená pro těžká nákladní vozidla. Planetové soukolí, známé také jako přídavná převodovka, se používá pro zvýšení tažné síly např. při těžkém stoupání či těžkém terénu. Nachází se za hlavním převodem ve společné převodové skřini, odkud je točivý moment veden k jednotlivým členům nápravy.

## **Cíle diplomové práce:**

- Seznámení s problematikou planetového soukolí
- Vypracování přehledu ZF převodovek pro nákladní vozy
- Vypracování identifikace ozubených kol a vyhodnocení jejich přesnosti
- Zpracování geometrického a pevnostního výpočtu ozubených kol
- Zpracování výpočtu ložiska a osy satelitu, výpočtu drážkování planetového soukolí
- Popis způsobu synchronizace manuální převodovky

# 1 Planetové ozubené převody

Převodové ozubené mechanismy představují jak jednoduchá, tak složitější zařízení, která vznikají sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodů. Tyto převody tvoří základní stavební jednotky převodových mechanismů a lze je rozdělit na obyčejné (předlohovové) a planetové. Předlohová ozubená kola konají rotaci kolem své osy a zachovávají neměnnou polohu vůči rámu. U planetových soukolí dochází u některých kol (satelitů) ke krouživému pohybu okolo centrální osy převodu. Satelity konají vůči rámu pohyb planetový. [2]

## Výhody:

- přenos velkých výkonů
- realizace velkých převodových poměrů
- vysoká účinnost
- relativně malé rozměry a úspora hmotnosti (až 50%)
- použití vnitřního soukolí, které je únosnější
- nižší zatížení ložisek i hřídelů

## Nevýhody:

- vysoké nároky na přesnost výroby i montáž
- složitý konstrukční návrh
- dražší výroba

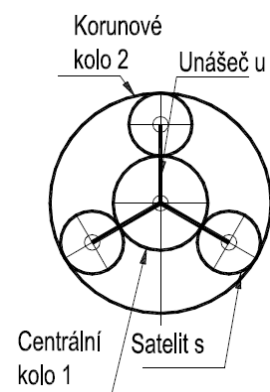
## 1.1 Základní pojmy planetového mechanismu

Centrální osou planetového soukolí se rozumí přímka proložená osami vstupního a výstupního hřídele, které jsou vždy koaxiální. U těchto převodů se nejčastěji používají ozubená válcová kola, ve zvláštních případech i kuželová nebo šroubová. Kola se dělají se zuby přímými i šikmými. Planetové převody mají tyto členy [3]:

- centrální (korunová) kola, jejichž osy souhlasí s centrální osou převodu, mohou být pohyblivá (otáčivá) nebo nepohyblivá a s ozubením vnějším nebo vnitřním.
- unášec, který se otáčí kolem centrální osy, slouží především jako opěra a vodící člen satelitů. Jeho náboj přechází v rovnoměrně rozložená ramena (popř. kotouče)

s vetknutými čepy, které realizují kroužící osy převodu. Unášec se ve většině případů účastní jako převodový člen přenosu točivého momentu.

- satelity neboli stejná kola s vnějším ozubením jsou otočně uložena na čepch unášeče a tvoří s korunovými koly pólový záběr. Počet satelitů souhlasí s počtem čepů a ramen unášeče a bývá jich 2 až 6 (nejčastěji 3). Satelity mohou být jednoduché nebo dvojité.



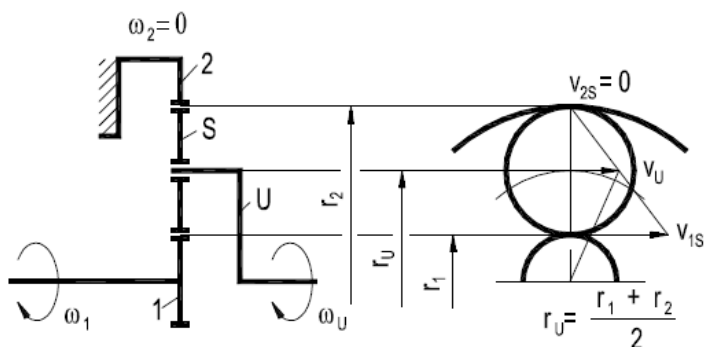
Obr. 1.1 Schéma planetového soukolí [4]

## 1.2 Základní konstrukce planetových převodů

Planetové soukolí s jednoduchými satelity jsou převody jednostupňové a s dvojitými satelity dvoustupňové. Dvoustupňové převody zahrnují více konstrukčních variant, ale jsou složitější a na výrobu mnohem dražší. Planetové soukolí má dva stupně volnosti. Převod vznikne zabráněním jednoho z členů, čímž se jeden stupeň volnosti odebere a planeta tvoří převod.

### Planeta s brzděným korunovým kolem:

Tento typ planety se používá nejčastěji. Smysl otáčení na vstupu a výstupu se nemění a dosahuje se jím největších (nejmenších) převodových poměrů. Reálný dosahovaný převodový poměr této varianty může být 3 až 7 (resp. 0,15 až 0,33). Výhodou je vysoká účinnost 96% až 98%.



Obr. 1.2 Planeta s brzděným korunovým kolem [4]

Planeta jako reduktor:

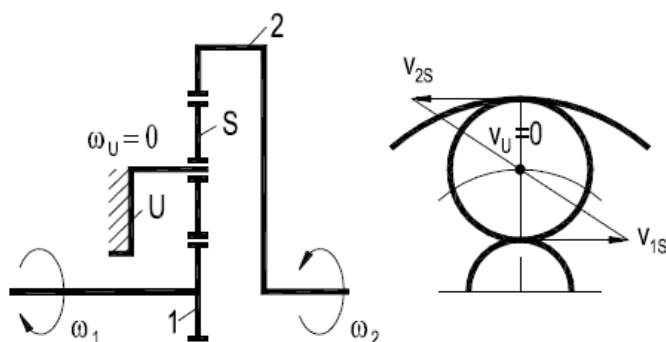
$$i_{1U}^2 = 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \quad (1.1)$$

Planeta jako rychloběh:

$$i_{U1}^2 = \frac{1}{i_{1U}^2} = \frac{1}{1 + \frac{z_2}{z_1}} \quad (1.2)$$

### Planeta s brzděným unášečem:

Toto provedení planetového soukolí je vlastně převod s pevným vloženým kolem, satelitem s vnějším ozubením. To způsobí převrácení smyslu otáčení hnaného členu vzhledem k hnacímu. Dosahovaný převodový poměr může být -2 až -5 (resp. -0,2 až -0,5). Oproti předešlému typu planety má převod menší účinnost 94% až 95%.



Obr. 1.3 Planeta s brzděným unášečem [4]

Planeta jako reduktor:

$$i_{12}^U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (1.3)$$

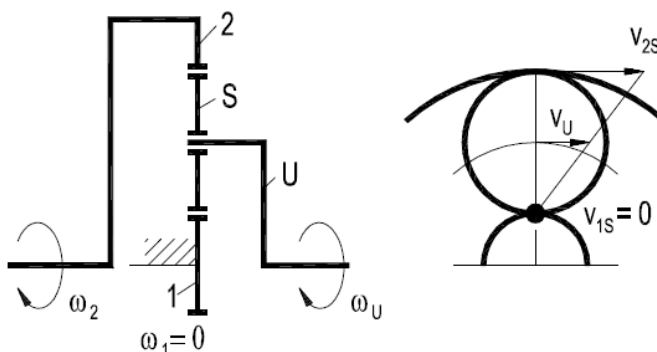
Planeta jako rychloběh:

$$i_{21}^U = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r_1}{r_2} = -\frac{z_1}{z_2} \quad (1.4)$$

### Planeta s brzděným centrálním kolem:

Tento typ se používá jako jednoduchá planeta velmi málo. Nejčastěji se používá v kombinaci s jiným zapojením u složitějších převodů, např. automatické převodovky

a diferenciály. Tímto uspořádáním planetového soukolí se dosahuje malých převodů 1,2 až 1,5 (resp. 0,6 až 0,8). Výhodou je velmi dobrá účinnost 98% až 99%.



Obr. 1.4 Planeta s brzděným centrálním kolem [4]

Planeta jako reduktor:

$$i_{2U}^1 = \frac{\omega_2}{\omega_U} = \frac{2 \cdot r_U}{r_2} = 1 + \frac{r_1}{r_2} = 1 + \frac{z_1}{z_2} \quad (1.5)$$

Planeta jako rychloběh:

$$i_{U2}^1 = \frac{1}{i_{2U}^1} = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_2}} \quad (1.6)$$

Poslední typ planetového soukolí vznikne zablokováním dvou prvků planety. Tento způsob zabrzdění vytvoří převod  $i = 1$  a používá se u převodovek nákladních automobilů, kdy je pomocí synchronizace planeta zařazena do činnosti.

### 1.3 Geometrické podmínky

Při návrhu planetového soukolí musíme dbát na splnění konstrukčně-geometrických podmínek, které zajišťují správnou funkčnost převodu. Jedná se především o vhodnou volbu počtu satelitů a počet zubů jednotlivých kol. [2]

#### Podmínka stejných osových vzdáleností:

Podmínka stejných osových vzdáleností planetového převodu musí být splněna při volbě počtu zubů ozubených kol. Tato podmínka vyplývá ze souososti centrálních kol a unášeče planetového soukolí. Znamená, že osová vzdálenost (provozní) centrálního kola a satelitu se musí shodovat s osovou vzdáleností satelitu a korunového kola ( $a_{w1S} = a_{w2S}$ ).



Pro planetový převod s jednoduchými satelity má podmínka stejných osových vzdáleností tvar:

$$(z_1 + z_s) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w1s}} = (z_2 - z_s) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w2s}} \quad (1.7)$$

Pokud se jedná o obě soukolí typu N nebo VN, souosost centrálních kol a unášeče vyžaduje splnění rovnice:

$$z_1 + 2z_s - z_2 = 0 \quad (1.8)$$

Pro soukolí se šikmými zuby platí totéž. U nich si však vystačíme ve většině případu se soukolími N a VN a vhodnou volbou úhlu sklonu se dosáhne rovnosti obou osových vzdáleností.

### **Podmínka smontovatelnosti:**

U planetového převodu, s několika satelity vedle sebe, který patří mezi vícetoké soukolí, nelze volit počty zubů jednotlivých kol libovolně. Při návrhu planety musí být brán ohled na montáž jednotlivých kol. Podmínka smontovatelnosti je další podmínka, kterou je nutné při volbě počtu zubů ozubených kol planetového soukolí splnit. Při splnění této podmínky je zaručeno, že po vložení prvního satelitu a po určitém pootočení lze vložit i satelit druhý a následně i všechny další.

U planetových soukolí s jednoduchými satelity je podmínka smontovatelnosti daná rovnicí:

$$\frac{z_1 + z_2}{S} = k, \quad (1.9)$$

kde počet satelitů S a k jsou libovolná celá čísla. V případě, že součet  $z_1 + z_2$  jsou celistvými násobky počtu satelitů S, všechny satelity lze do záběru zasunout současně bez jakéhokoliv pootáčení.

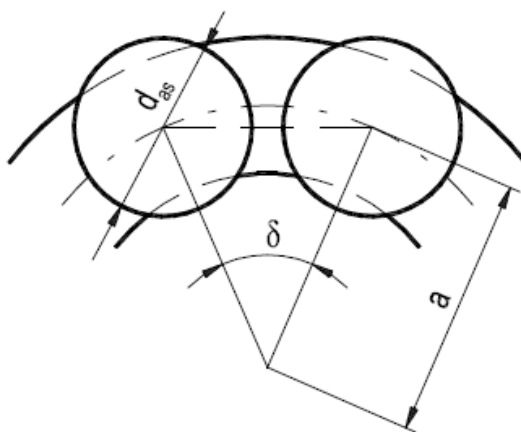
### **Podmínka vůle mezi sousedními satelity:**

Podmínka vůle mezi sousedními satelity vyjadřuje skutečnost, že nesmí dojít ke střetnutí zubů satelitu ze dvou sousedních satelitových řad. Pro větší počet satelitů planetového převodu je nutné ověřit, zda je mezi hlavovými kružnicemi sousedních satelitů alespoň minimální vůle 1 až 2 mm. Pro kontrolu vůle je vhodné si nakreslit v měřítku planetové soukolí ve směru hlavní osy.

U planetových soukolí s jednoduchými satelity lze tuto podmínku jednoduše formulovat tímto matematickým vztahem dle obr. 1.5:

$$2 \cdot a \cdot \sin \frac{\delta}{2} \geq d_{as} + (1 \div 2) \text{ mm}, \quad (1.10)$$

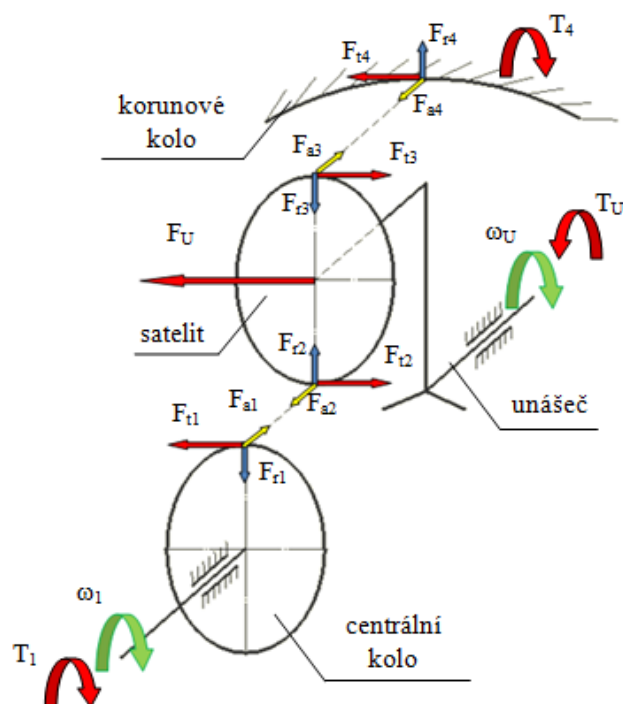
kde  $\delta = \frac{360^\circ}{S}$  a  $d_{as}$  je hlavový průměr satelitu.



Obr. 1.5 Kolize satelitů[4]

## 1.4 Silové poměry planetového soukolí

Při řešení silových poměrů planetového soukolí se vychází ze známého vstupního točivého momentu centrálního kola. Předběžné řešení se provádí za předpokladu, že větvení silového toku mezi satelity je rovnoměrné a zanedbává ztráty vzniklé v ozubení. Řešení se provádí postupným sestavováním rovnic rovnováhy pro jednotlivé soukolí převodu. Takto se určí příslušné momenty a síly obvodové, radiální a axiální na každém členu. Na obr. 1.6 je znázorněno schéma řešení silových poměrů pro jednoduchou planetovou převodovku s šikmými zuby.



Obr. 1.6 Schéma silových poměrů planetového soukolí

Tečná síla:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{r_{w1} \cdot S} \quad (1.11)$$

$$F_{t1} = F_{t2} = F_{t3} = F_{t4}$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{w1}}{\cos \beta} \quad (1.12)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{r3} = F_{r4}$$

Axiální síla:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (1.13)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{a3} = F_{a4}$$

Síla působící na čep satelitu:

$$F_U = F_{t2} + F_{t3} \quad (1.14)$$

Točivý moment unášeče:

$$T_U = F_U \cdot S \cdot (r_{w1} + r_{w2}) = F_U \cdot S \cdot a_{w1} \quad (1.15)$$

Točivý moment na korunovém kole:

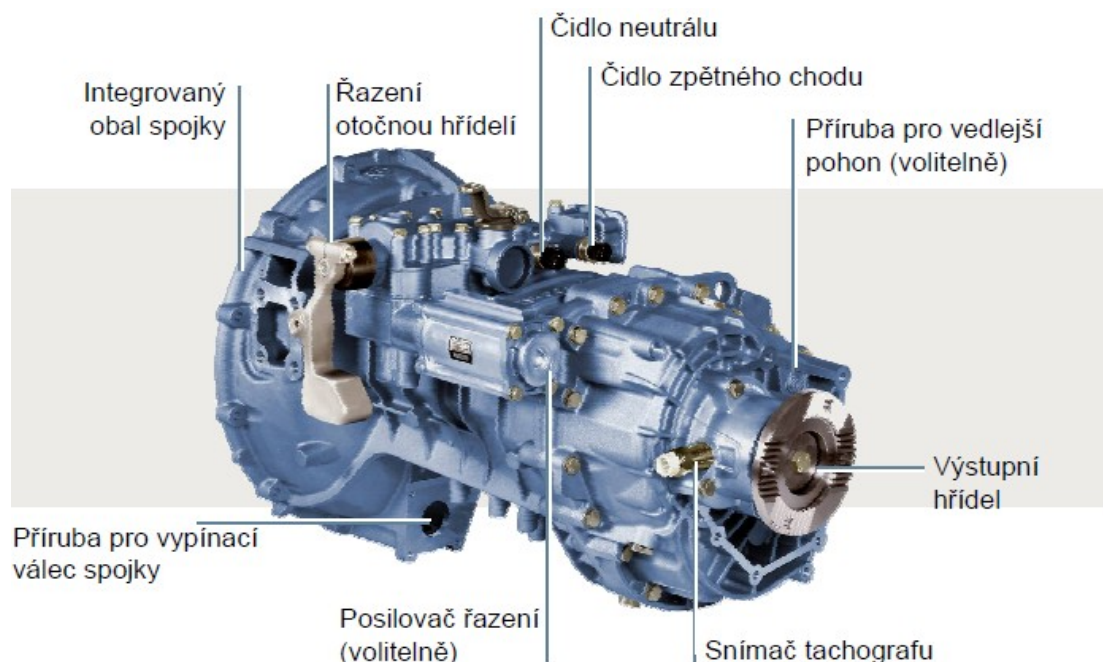
$$T_4 = F_{t4} \cdot S \cdot r_{w4} \quad (1.16)$$

## 2 Přehled manuálních převodovek ZF pro nákladní vozy

Společnost Zeppelin Foundation patří mezi nejúspěšnější společnosti žebříčku největších dodavatelů pro automobilový průmysl na světě. Společnost byla založena v roce 1915 a zabývala se vývojem a výrobou převodovek pro vzducholodě a vozidla. Dnešní sortiment výroby zahrnuje převodové systémy a systém řízení, tedy komponenty podvozků a kompletních systémů nápravy. [12]

### 2.1 ZF - Ecolite

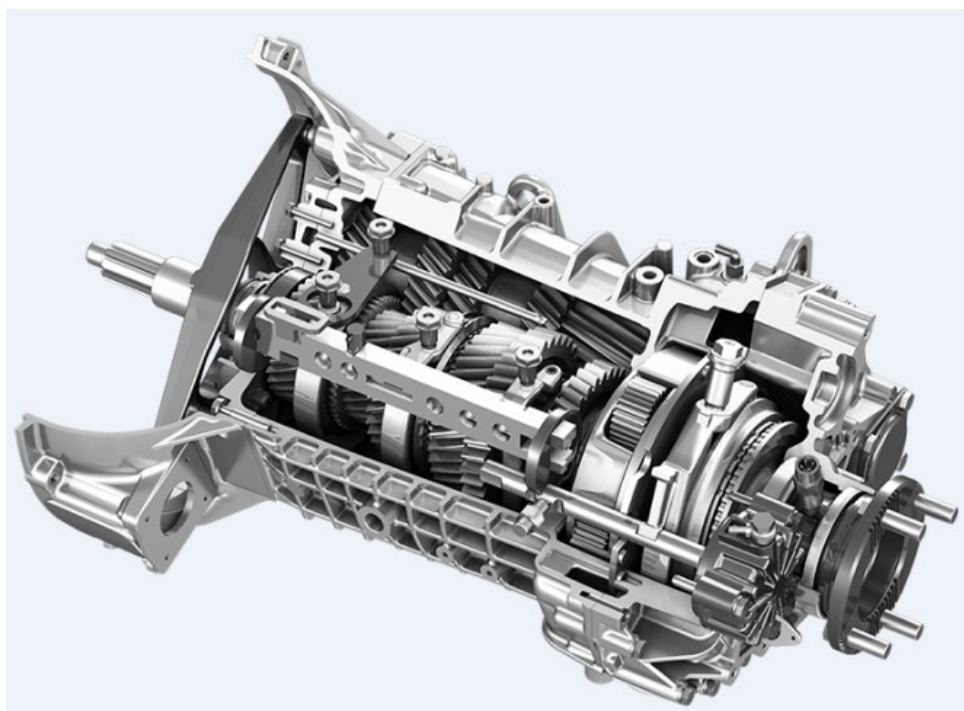
Převodovka Ecolite patří mezi efektivní řadu převodových skříní pro moderní lehká nákladní vozidla a prokazuje vysokou úroveň výkonu ve vozidlech na našich silnicích. Tato 6-ti stupňová manuální převodovka je snadno ovladatelná a umožňuje řazení ve velkém rozsahu převodových poměrů. Díky robustní konstrukci dosahuje dlouhé životnosti v kombinaci s nízkými nároky na údržbu. Kompaktní hliníková skříň snižuje pohotovostní hmotnost vozidla a zvyšuje užitečné zatížení. Převodovka vykazuje při chodu nízkou hlučnost, hluboko pod zákonné limitní hodnoty. [12]



Obr. 2.1 Schéma systému převodové skříně [12]

## 2.2 ZF - Ecomid

Převodovka Ecomid je manuálně řazená převodová skříň pro nákladní vozy střední třídy. Je ideální volbou pro užitková vozidla s celkovou hmotností do 36 tun. Tato 9-ti stupňová převodovka umožňuje jednoduché a hospodárné řazení, dokáže plně využít výkon motoru a podpořit úsporný styl jízdy. Díky stabilní hliníkové skříni snižuje hmotnost vozidla a má nízké nároky na údržbu. Přídavný intander odlehčí provozní brzdy při jízdě z kopce. Výhodou této převodovky je snadné ovládání a minimální hlučnost při plném vytížení. [12]

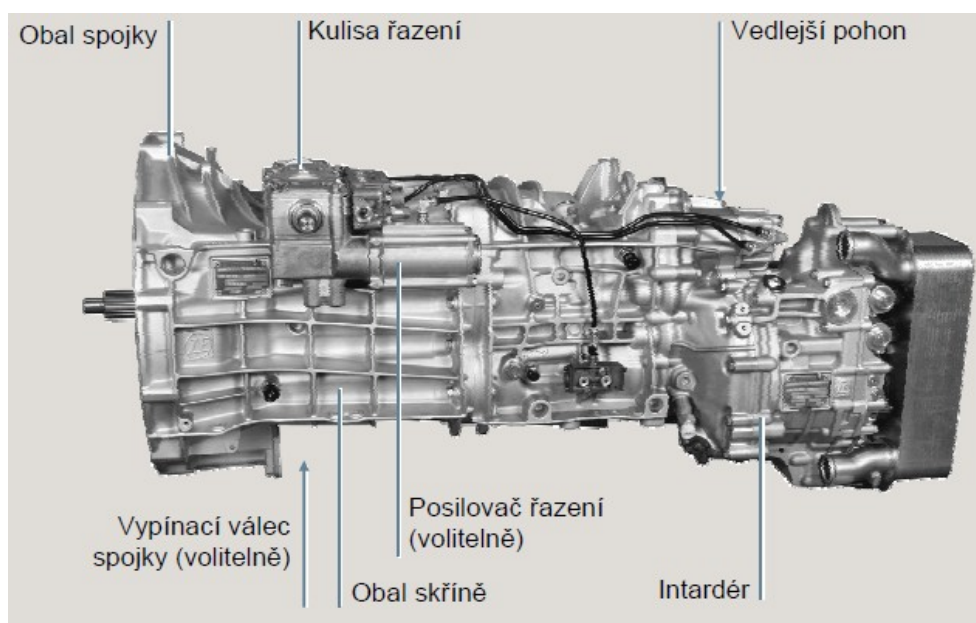


Obr. 2.2 Vnitřní uspořádání převodovky [12]

## 2.3 ZF - Ecosplit

Manuálně řazená převodová skříň Ecosplit je určena pro těžká nákladní vozidla pracující v těžkém terénu, např. stavitelství. Tento typ plně synchronizované převodovky může být v 12-ti nebo 16-ti rychlostním stupňovém provedení. Převodovka může být vybavena různými pomocnými pohony. Kompaktní hliníková skříň eliminuje zbytečné hmotnosti, zvyšuje užitečné zatížení a minimalizuje nároky na údržbu. Šikmé zuby jednotlivých kol převodu umožňují klidný a tichý provoz. Přídavný intander, který spolehlivě odlehčuje svou činností provozní brzdu a zaručí bezpečnou jízdu, a to nejen při jízdě z kopce. Převodovka umožňuje spolehlivé řazení ve velkém rozsahu převodových poměrů. Tato modernizovaná mechanika s osvědčeným

uspořádáním převodových kol představuje univerzální použití v mnoha odvětvích průmyslu. [12]



Obr. 2.3 Schéma systému převodové skříně [12]

### 2.3.1 Výkonová řada Ecosplit

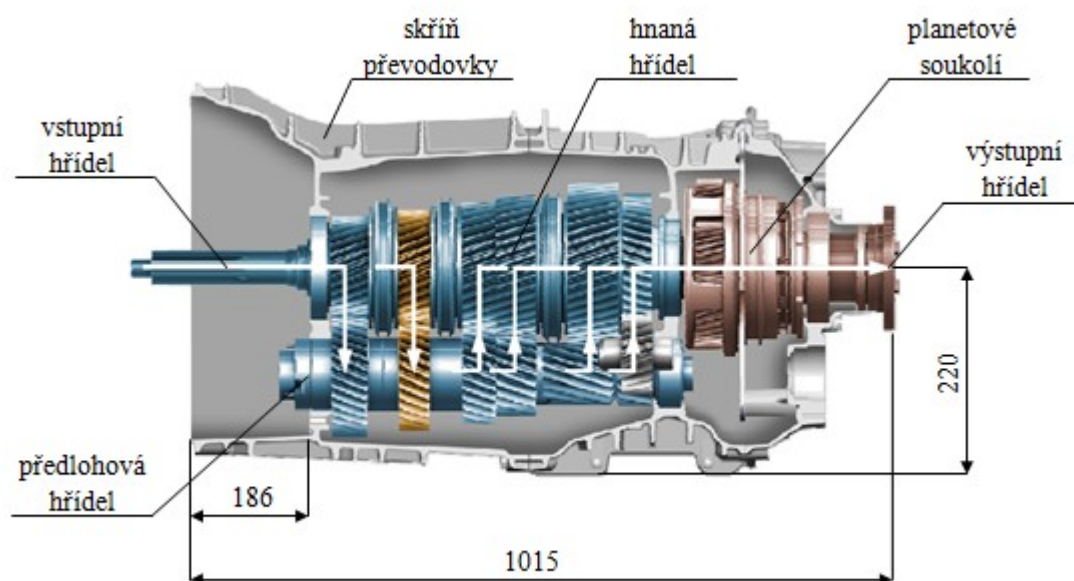
Převodovky Ecosplit se dělí podle použití na přímoběžnou a rychloběžnou rychlostní řadu. Přímoběžná řada může být v provedení 12-ti rychlostním o maximálním přenosu točivého momentu do 2800 Nm a 16-ti rychlostní o přenosu do 2350 Nm. Toto provedení se používá pro velmi těžký provoz. Rychloběžná řada je v provedení 16-ti rychlostním o přenosu točivého momentu do 2700 Nm a používá se automobilů s potřebou větší rychlosti. [12]

Tab. 2.1 Technická data převodovek Ecosplit [5]

	12-Rychlostní			16-Rychlostní							
	12 S			16 S							
				1 620	1 920	2 220	2 320	1 820	2 220	2 520	
	2 130	2 330	2 833	1 630	1 930	2 230	2 330	1 830	2 230	2 530	2 730
	TD							TO			
	Přímoběžná							Rychloběžná (Overdrive)			
	15.57 – 1.0 R 14.57			16.41 – 1.0 R 15.36				13.80 – 0.64 R 12.92			
	2 100	2 300	2 800	1 600	1 900	2 200	2 350	1 850	2 200	2 500	2 700
	280	310	310	289	315	319	319	289	315	319	329
				284	310	314	314	284	310	314	
	13.2	15.1	15.1	11.0	13.0	13.0	13.0	11.0	13.0	13.0	15.0
				12.5	14.5	14.5	14.5	12.5	14.5	14.5	
	930	1 015	1 015	930	1 015	1 015	1 015	930	1 015	1 015	1 031

### 3 Analýza planetového soukolí převodovky ZF 16S 2530TO

Jedná se o rychloběžnou plně synchronizovanou manuální převodovku Ecosplit 4. generace určenou pro těžká nákladní vozidla a je základního provedení bez přidavných pohonů. Převodovka je koaxiální a převod točivého momentu je uskutečněn ozubenými koly na hnací, předlokové a hnané hřídeli na vstupu a planetového soukolí na výstupu. Planetové soukolí slouží jako reduktor výstupních otáček z převodovky. Na obr. 3.1 je znázorněno uspořádání převodovky.



Obr. 3.1 Schéma uspořádání části převodovky [5]

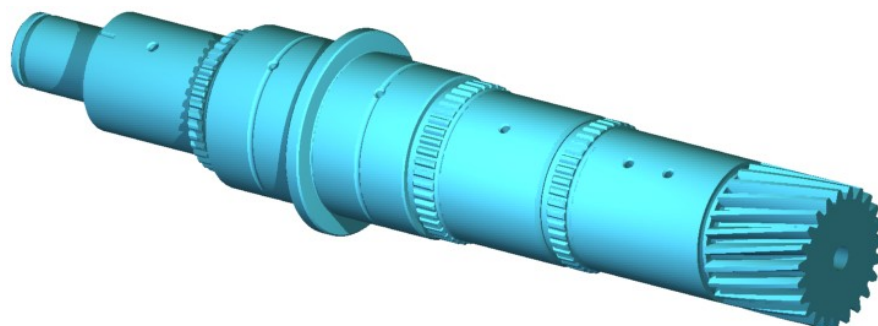
Tab. 3.1 Technické parametry ZF 16S 2530TO [5]

<b>Vstupní točivý moment</b>	max. 2500 Nm
<b>Počet stupňů</b>	16
<b>Převodový rozsah</b>	13,80 - 0,84
<b>Hmotnost</b>	314 kg
<b>Hmotnost přidavných zařízení</b>	70 kg
<b>Kapacita oleje</b>	15,4 dm <sup>3</sup>
<b>Kapacita oleje s přidavným zařízením</b>	26,0 dm <sup>3</sup>
<b>Jakost oleje</b>	TE-ML 01 / 02
<b>Montáž</b>	Horizontální vlevo s integrovanou spojkou



### 3.1 Centrální kolo

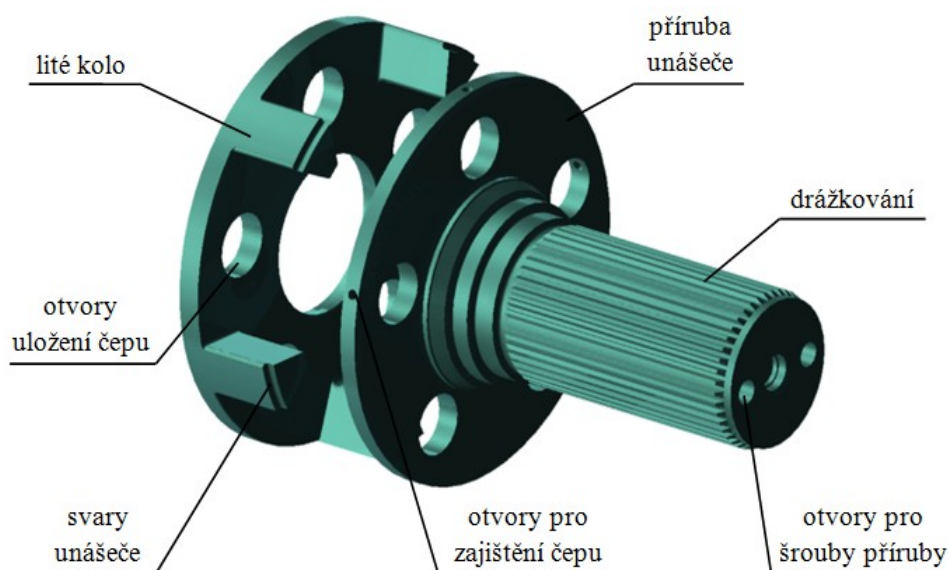
Centrální kolo zajišťuje vstupní moment, který je přenášen na satelity planetového soukolí. V případě převodovky ZF je pastorek vyroben na hnané hřídeli uložené v ložiskách. Jedná se o pohyblivou součást planetového soukolí s vnějším šikmým ozubením.



Obr. 3.2 Centrální kolo vyrobené na hřídeli

### 3.2 Unášec

Unášec planetového soukolí se skládá z litého kola a příruby unášeče. Obě součásti jsou spojeny pomocí svaru a mají otvory pro uložení čepu satelitu. Čepy jsou zajištěny proti pootočení pomocí šroubu. Příruba unášeče má drážkování pro uložení vnější spojky synchronizace a uložení výstupní příruby, která je připevněná pomocí šroubů.

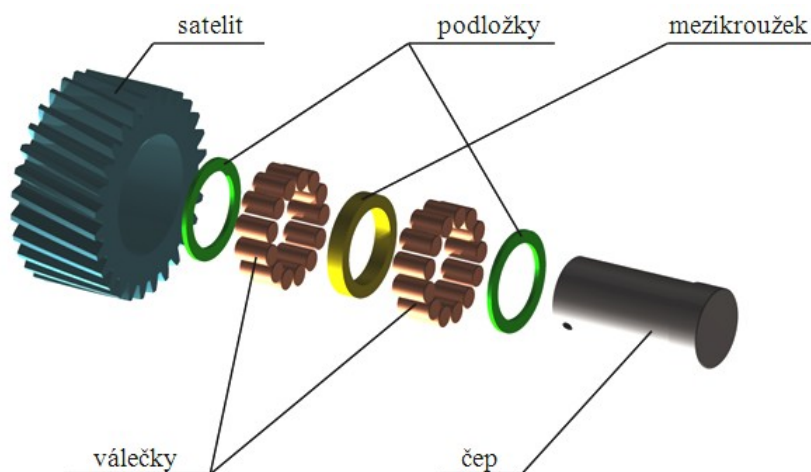


Obr. 3.3 Unášec



### 3.3 Satelit

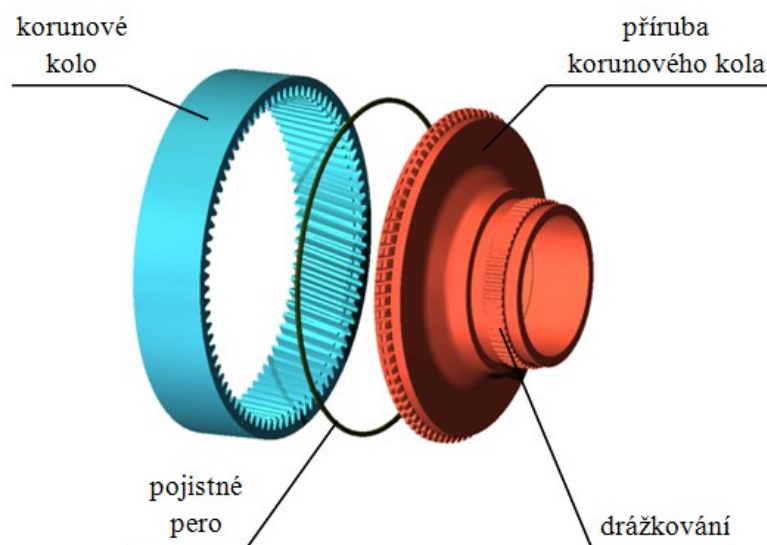
Satelit je uložen na čepu, který je připevněn do otvoru unášeče. Koná otáčivý pohyb kolem čepu pomocí válečku, které slouží jako ložisko, a zároveň otáčivý pohyb kolem centrální osy planetového soukolí. Ložisko má třináct válečků ve dvou řadách, oddělených mezikroužkem a vymezených podložkou.



Obr. 3.4 Sestava satelitu

### 3.4 Korunové kolo

Korunové kolo tvoří nepohyblivou zabrzděnou součást planetového soukolí převodovky v záběru. Jedná se o věnec s vnitřním ozubením, do kterého zabírají satelity. Věnec je připevněn k přírubě, která má vnější ozubení. Proti posuvu jsou součásti zajištěny pojistným drátovým perem. Příruba korunového je pomocí drážkování připevněna k vnějšímu tělesu spojky synchronizace.



Obr. 3.5 Sestava korunového kola

## 4 Identifikace ozubených kol planetového soukolí

Planetové soukolí se skládá z centrálního kola, které přenáší točivý moment na satelity, které jsou uloženy v unášeči. Satelity zároveň zabírají do zablokování korunového kola a konají krouživý pohyb okolo hlavní osy. V unášeči je uloženo pět satelitů. Aby mohl být proveden geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol planetového převodu, musí se nejprve provést identifikace neznámého soukolí. Prvotní identifikace ozubení byla realizována vlastním měřením. Detailní proměření bylo realizováno na měřicích centrech ve společnosti Tatra Trucks a.s. Identifikace byla provedena podle návodu Identifikace neznámých ozubených kol [6].

### 4.1 Vlastní měření ozubených kol

Vlastní měření bylo realizováno za pomoci ručních měřidel. Při měření byla použita tato měřidla:

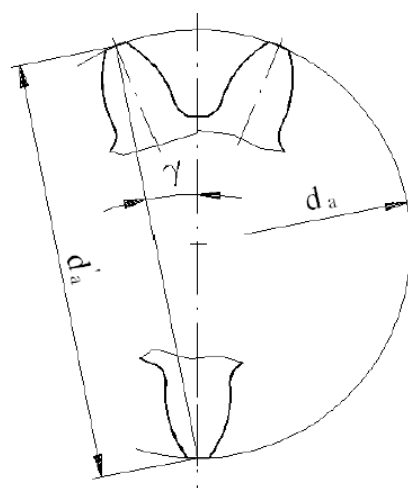
- posuvné měřidlo
- talířkový mikrometr
- zuboměr

#### 4.1.1 Zjištění pevných vstupních parametrů

Mezi tyto hodnoty lze zařadit údaje, které lze zjistit přesně, případně s malou odchylkou jednoduchými měřicími přístroji. Tyto parametry jsou:

- počet zubů  $z$
- hlavový průměr  $d_a$
- patní průměr  $d_f$
- šířka kola  $b$

Do těchto parametrů lze zařadit i sklon zubů  $\beta$ , který je však jako vstup dost nepřesný. Měření bylo provedeno odměřením úhlu pomocí programu AutoCad Mechanical 14. U měření průměrů se musí zohlednit, zda je měřeno ozubené kolo se sudým nebo lichým počtem zubů. U lichých počtů se musí provést přepočet.



$$d_a = \frac{d'_a}{\cos \gamma} \quad (4.1)$$

$$d_f = \frac{d'_f}{\cos \gamma} \quad (4.2)$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2 \cdot z} \quad (4.3)$$

Obr. 4.1 Přepočet pro lichý počet zubů [6]

Tab. 4.1 Tabulka pevných vstupních parametrů

	Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
Počet zubu z [-]	23	28	82
Hlavový průměr $d_a$ [mm]	79,76	95,25	247,20
Patní průměr $d_f$ [mm]	66,52	81,90	260,79
Šířka kola b [mm]	44	42	34
Úhel sklonu zubů $\beta$ [°]	12,78	12,64	12,48

Z hlavového průměru nelze dále provádět další výpočty identifikace vzhledem k tomu, že se tento průměr téměř vždy upravuje na odlišnou hodnotu od výpočtové. Toto neplatí pro patní průměr, který je téměř vždy shodný s výpočtním:

$$d_f = \frac{z \cdot m_n}{\cos \beta} + 2 \cdot m_n \cdot (h_f^* - x) \quad (4.4)$$

Ovšem v této rovnici zůstávají dvě neznámé ( $m_n$ ,  $x$ ). Pro úspěšnou identifikaci ozubených kol potřebujeme ještě další vstupní údaje. Těmito údaji jsou míry ozubení, které lze poměrně lehce získat měřením pomocí posuvného měřidla, mikrometru a zuboměru.

#### 4.1.2 Míry ozubení

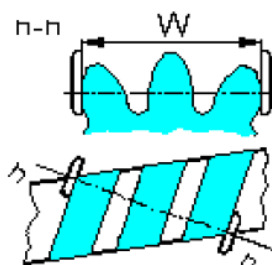
Získat tyto míry je celkem jednoduché a lze jimi významně urychlit a zpřesnit proces identifikace neznámého ozubeného kola. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.2. Nejpoužívanější jsou tyto tři následující druhy měření:

- míra přes zuby  $W$

Zjištění neznámých parametrů kola z této míry je pro všechny měření nejjednodušší. Měří se přes  $z_w$  zubů, tak aby se přímka  $n-n$  dotýkala základní kružnice. Výchozí vztah pro míru přes zuby:

$$W = m_n \cdot [\pi \cdot \cos \alpha_n \cdot (z_w - 0,5) + z \cdot \cos \alpha_n \cdot \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \cdot x \cdot \sin \alpha_n] \quad (4.5)$$

V tomto vztahu jsou tři neznámé parametry ( $m_n$ ,  $\alpha_n$  a  $x$ ). Vždy je proto nutné dva parametry odhadnout a třetí jednoduše analyticky dopočítat. Je tedy možné provést tři druhy výpočtů. V závorce je uvedeno přes kolik zubů byla hodnota naměřena. U korunového kola nebylo možné změřit ručně tento rozměr, z důvodu nepřístupnosti mikrometru.



Obr. 4.2 Míra přes zuby [6]

- sečná tloušťka zubu v dané výšce od hlavy

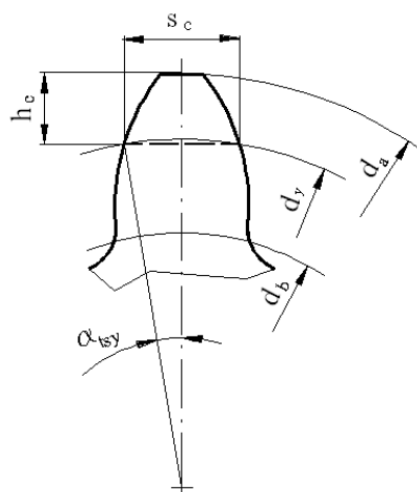
Při tomto řešení hraje důležitou roli hlavový průměr  $d_a$ . Tento musí být určen přesně. Pro vlastní měření se používá zuboměr, který je běžně dostupný. Vlastní měření tloušťky probíhá vždy v normální rovině. Vlastní výpočty se však provádí v rovině čelní. Na rozdíl od identifikace s použitím míry přes zuby, je v tomto případě řešení obtížnější a musí se řešit systémem tří rovnic:

$$h_c = 0,5 \cdot (d_a - d_y \cdot \cos \alpha_{tsy}) \quad (4.6)$$

$$s_c = d_y \cdot \sin \alpha_{tsy} \cdot \cos \beta_y \quad (4.7)$$

$$\alpha_{tsy} = \frac{\pi}{2 \cdot z} + \frac{2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n}{z} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{ty} \quad (4.8)$$

V soustavě jsou dvě neznámé  $d_y$ ,  $\alpha_{tsy}$ , a z těchto 3 proměnných ( $m_n$ ,  $\alpha_n$  a  $x$ ) se opět vždy dva parametry odhadnou a poslední je zbylá neznámá. Tím se soustava tří rovnic stává řešitelnou. Výhodou je vždy pouze jediné řešení. V závorce za hodnotou je uvedena výška  $h_c$  v jaké byla hodnota naměřena.



Obr. 4.3 Parametry výpočtu [6]

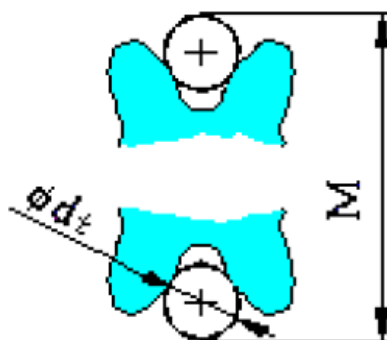
- rozměr přes kuličky

Pro získání tohoto rozměru je potřebný mikrometr a pár přesných kuliček (válečků) o známém průměru. Řeší se systém dvou rovnic:

$$d_s = \frac{d_b}{\cos \alpha_{ts}} \quad (4.9)$$

$$\text{inv } \alpha_{ts} = \frac{1}{z} \cdot \left[ 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n + \frac{d_t}{m_n \cdot \cos \alpha_n} - \frac{\pi}{2} \right] + \text{inv } \alpha_t \quad (4.10)$$

V této soustavě jsou vždy dvě neznámé  $\alpha_{ts}$  a z těchto 3 proměnných ( $m_n$ ,  $\alpha_n$  a  $x$ ) se opět vždy dva parametry odhadnou a poslední je zbylá neznámá. Tím se soustava tří rovnic stává řešitelnou. Opět existuje pouze jediné řešení. Rozměr přes kuličky byl měřen přes válečky o průměru 5,97 mm.



Obr. 4.4 Rozměr přes kuličky [6]

Tab. 4.2 Tabulka hodnot míry ozubení

	Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
Míra přes zuby W [mm]	41,91 (5)	41,85 (5)	-
Tloušťka zubu $s_c$ [mm]	4,80 (3)	4,72 (3)	3,34 (1,5)
Rozměr přes kuličky M [mm]	82,90	98,50	243,10

## 4.2 Detailní měření ozubených kol

Detailní proměření geometrických rozměrů bylo realizováno na měřicích centrech ve společnosti Tatra Trucks a.s. Změřeny byly základní hodnoty ozubení a také úchyly ozubení pro vyhodnocení přesnosti kol. Hodnoty změřených rozměrů jsou uvedeny v tab. 4.3.

Tab. 4.3 Tabulka hodnot změřených na měřicím centru

	Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
Počet zubu $z$ [-]	23	28	82
Modul $m$ [mm]	3	3	3
Šířka kola $b$ [mm]	44	42	34
Úhel sklonu zubu $\beta$ [°]	12,50	12,50	12,50
Úhel profilu zubu $\alpha$ [°]	24	24	24
Míra přes zuby W [mm]	32,279	42,274	105,881
Osová vzdálenost $a_w$ [mm]	81,679		

## 4.3 Kontrola geometrických podmínek

Je nutné provést kontrolu geometrických podmínek dle kapitoly 1.3.

Podmínka stejných osových vzdáleností:

$$z_1 + 2z_s - z_2 = 0 \quad (4.11)$$

$$23 + 2 \cdot 28 - 82 = 0$$

$$-3 \neq 0$$

Z této nerovnosti je patrné, že se nejedná o soukolí N nebo VN a ozubená kola jsou obecně korigována.

Podmínka smontovatelnosti:

$$\frac{z_1 + z_2}{S} = k \quad (4.12)$$

$$\frac{23 + 82}{5} = k$$

$$21 = k$$

Číslo k je celé číslo, tudíž jsou satelity rovnoměrně rozloženy po obvodu a lze soukolí smontovat.

Podmínka vůle mezi sousedními satelity:

$$\delta = \frac{360^\circ}{S} \quad (4.13)$$

$$\delta = \frac{360^\circ}{5}$$

$$\delta = 72^\circ$$

$$2 \cdot a \cdot \sin \frac{\delta}{2} > d_{as} \quad (4.14)$$

$$2 \cdot 81.679 \cdot \sin \frac{72}{2} > 95,25$$

$$96,02 > 95,25$$

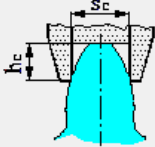
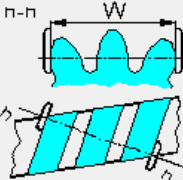
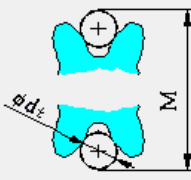
Prostor pro satelit je větší než jeho hlavová kružnice, a proto nedojde ke střetnutí zubů sousedních satelitů.

#### 4.4 Software pro identifikaci ozubených kol

Identifikace ozubených kol na základě předešlých poznatků je složitá a pro jednodušší a přesnější zjištění parametrů byl vyvinut program Geometrie [13]. Do programu zadáváme naměřené základní parametry a hodnoty míry ozubení. Účelem identifikace je výpočet korekcí jednotlivých kol. Pokud je hodnota změřena ručně i na měřicích centrech, bere se hodnota přesnější, která byla změřena strojně.

#### 4.4.1 Centrální kolo

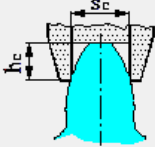
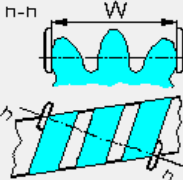
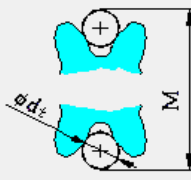
Do programu byly vloženy parametry centrálního kola planetového soukolí. Korekce se téměř shodují a jako výsledná hodnota ozubeného kola byla zvolena  $x_1 = 0,5606$ , neboť hodnota míry v ozubení byla změřena přesně pomocí měřicího centra.

 <p><math>d_a = 79.760</math> Naměřeno pro kolo <math>z = 23</math></p> <p><math>s_c</math> <math>h_c</math></p> <p>4.8 3</p>	 <p>Naměřeno pro kolo <math>z = 23</math></p> <p><math>z_w</math> <math>W</math></p> <p>4 33.279</p>	 <p>Naměřeno pro kolo <math>z = 23</math></p> <p><math>\phi d_t</math> <math>M</math></p> <p>5.97 82.9</p>
<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5542 <input checked="" type="radio"/></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5606 <input checked="" type="radio"/></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5831 <input checked="" type="radio"/></p>

Obr. 4.5 Identifikace centrálního kola [13]

#### 4.4.2 Satelit

Při vložení změřených parametrů ozubeného kola se korekce téměř shodují. Jako výsledná hodnota korekce satelitu byla zvolena  $x_s = 0,5602$ , protože míra ozubení přes zuby byla změřena přesně na měřicím centru.

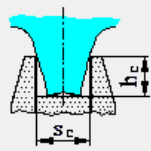
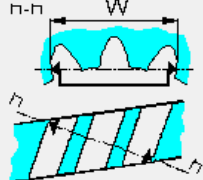
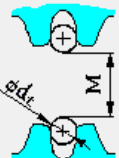
 <p><math>d_a = 95.250</math> Naměřeno pro kolo <math>z = 28</math></p> <p><math>s_c</math> <math>h_c</math></p> <p>4.72 3</p>	 <p>Naměřeno pro kolo <math>z = 28</math></p> <p><math>z_w</math> <math>W</math></p> <p>5 42.274</p>	 <p>Naměřeno pro kolo <math>z = 28</math></p> <p><math>\phi d_t</math> <math>M</math></p> <p>5.97 98.5</p>
<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5452 <input checked="" type="radio"/></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5602 <input checked="" type="radio"/></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> 3.000 <input type="radio"/> Vypočteno</p> <p><math>\alpha_p</math> 24.0000 <input type="radio"/></p> <p><math>\beta</math> 12.5000 <input type="radio"/></p> <p><math>x</math> 0.5655 <input checked="" type="radio"/></p>

Obr. 4.6 Identifikace satelitu [13]



### 4.4.3 Korunové kolo

Korekce korunového kola u jednotlivých metod měření míry v ozubení se takřka shodují. Korekce vnějšího ozubeného byla zvolena  $x_2 = -0,2191$ , z důvodu měření míry přes zuby na měřícím centru.

		
<p><math>d_a = -247.200</math></p> <p>Naměřeno pro kolo <math>z = -82</math></p> <p><math>s_c</math> <math>h_c</math></p> <p><input type="text" value="3.34"/> <input type="text" value="1.5"/></p>	<p>Naměřeno pro kolo <math>z = -82</math></p> <p><math>z_w</math> <math>W</math></p> <p><input type="text" value="11"/> <input type="text" value="105.881"/></p>	<p>Naměřeno pro kolo <math>z = -82</math></p> <p><math>\phi d_t</math> <math>M</math></p> <p><input type="text" value="5.97"/> <input type="text" value="243.1"/></p>
<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> <input type="text" value="3.000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>V</math></p> <p><math>\alpha_p</math> <input type="text" value="24.0000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>y</math></p> <p><math>\beta</math> <input type="text" value="12.5000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>p</math></p> <p><math>x</math> <input type="text" value="-0.2173"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>o</math></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> <input type="text" value="3.000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>V</math></p> <p><math>\alpha_p</math> <input type="text" value="24.0000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>y</math></p> <p><math>\beta</math> <input type="text" value="12.5000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>p</math></p> <p><math>x</math> <input type="text" value="-0.2191"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>o</math></p>	<p>Odhadnuto</p> <p><math>m_n</math> <input type="text" value="3.000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>V</math></p> <p><math>\alpha_p</math> <input type="text" value="24.0000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>y</math></p> <p><math>\beta</math> <input type="text" value="12.5000"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>p</math></p> <p><math>x</math> <input type="text" value="-0.2123"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <math>o</math></p>

Obr. 4.7 Identifikace korunového kola [13]

## 5 Vyhodnocení přesnosti ozubených kol

Ozubená kola patří mezi tvarově velmi náročné díly. Je nutné brát v úvahu úzkou vazbu mezi konstrukčním návrhem, volbou přesnosti, výrobou a užitím. Dle běžných užívaných norem (ISO, ČSN, DIN) je stanoveno dvanáct stupňů přesnosti, ve kterých jsou definovány různé typy úchylek. Od roku 1997 je dosud platná norma ČSN ISO 1328-1, která obsahuje všechny definované úchyly v těchto skupinách: [4]

- ukazatele kinematické přesnosti - úchyly, které definují chyby, odvozené od otáčení ozubeného kola
- ukazatele plynulosti chodu - úchyly, které definují chyby odvozené od záběru zubů po evolventě
- ukazatele dotyku zubů - úchyly, které definují chyby odvozené od záběru zubů podél boční křivky, chyby šroubovice, polohy spoluzabírajících kol
- předpisy boční vůle ve skupinách boční vůle  $A \div H$

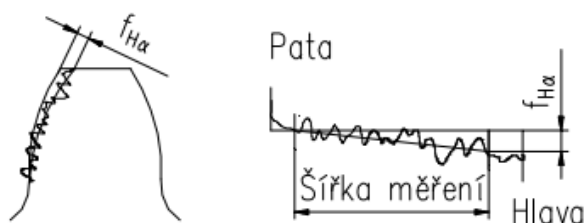
U planetového soukolí byly pomocí měřících center změřeny úchyly jednotlivých ozubených kol. Úchyly byly měřeny na čtyřech levých a pravých profilech zubů jednotlivých kol, z nichž bude pro vyhodnocení přesnosti uvažován průměr. Vyhodnocení přesnosti ozubených kol planetového soukolí bude provedeno dle těchto parametrů:

- úchylka úhlu profilu  $f_{H\alpha}$
- profilová (výšková) modifikace  $c_a$
- úchylka úhlu sklonu zubů  $f_{H\beta}$
- podélná modifikace  $c_b$

Vyhodnocení stupňů přesnosti jednotlivých parametrů ozubených kol planetového soukolí bude provedeno pomocí tabulky, kde bude průměr naměřených hodnot úchylek jednotlivých zubů na měřících centrech, dovolená hodnota úchyly a její odpovídající stupeň přesnosti.

### 5.1 Úchylka úhlu profilu $f_{H\alpha}$

Úchylka úhlu profilu vyjadřuje vzdálenost mezi dvěma ekvidistantami teoretického profilu, které protínají střední profil v koncových bodech rozsahu vyhodnocení  $L_\alpha$  (šířka měření) dle obr. 5.1.



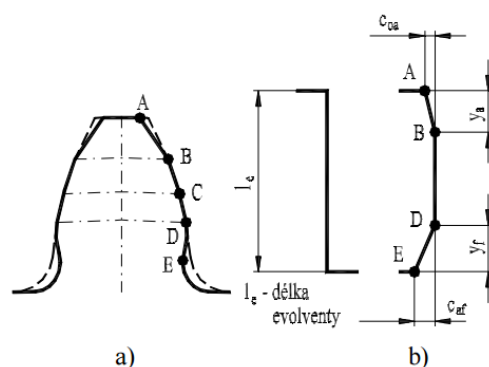
Obr. 5.1 Úchylka úhlu profilu [4]

Tab. 5.1 Tabulka vyhodnocení úchylky úhlu profilu

	Průměr měřených hodnot [ $\mu\text{m}$ ]	Dovolená hodnota [ $\mu\text{m}$ ]	Stupeň přesnosti dle ČSN ISO 1328-1
<b>Centrální kolo</b>	6,1	$\pm 7$	6
<b>Satelit</b>	3,5	$\pm 5$	5
<b>Korunové kolo</b>	15,8	$\pm 16$	8

## 5.2 Profilová modifikace $c_a$

Výšková modifikace upravuje tvar evolventy po výšce podle obr. 5.2a, kde plnou čarou je naznačen modifikovaný tvar evolventy a čárkovanou čarou její ideální tvar. Tvary a typy výškové modifikace se nejlépe vyjádří na tzv. evolventním diagramu (obr. 5.2b).



Obr. 5.2 Výšková modifikace zubu [7]

Výškovou modifikací se kompenzují nepříznivé důsledky deformací zubů a nepřesnosti roztečí a profilu, které jsou příčinou vstupních a výstupních rázů při záběru a z toho vyplývajícího přídavného dynamického zatížení a hluku. Velikost předepsované modifikace  $c_a$  závisí na přesnosti ozubení, tuhosti zubů a na zatížení. Čím je přesnost zubů a jejich tuhost větší a zatížení menší, tím lze předepsat modifikaci menší. Je velmi obtížné dát jednoznačná doporučení pro velikost a tvar výškové modifikace. Podle údajů v literatuře a zkušeností lze velikost výškové modifikace navrhovat podle tab. 5.2. [7]

Tab. 5.2 Tabulka doporučených hodnot pro výškovou modifikaci [7]

Veličina			Hodnota						
Název	Označení	Rozměr							
Normální modul	$m_n$	mm	< 2	2 ÷ 3,5	3,5 ÷ 6	6 ÷ 10	10 ÷ 16	> 16	
Doporučená výšková modifikace	$c_a$	μm	3 ÷ 8	6 ÷ 14	10 ÷ 20	15 ÷ 35	20 ÷ 50	≥ 30	

V tab. 5.3 je uvedena naměřena průměrná hodnota pro výškovou modifikaci a doporučená hodnota závislá na modulu ozubeného kola.

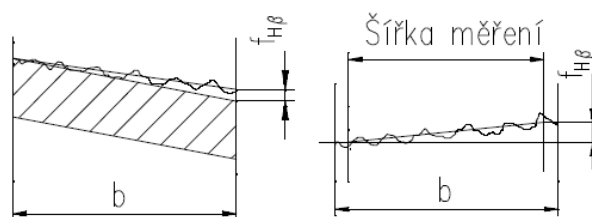
Tab. 5.3 Tabulka vyhodnocení výškové modifikace zubu

	Průměr měřených hodnot [μm]	Doporučená výšková modifikace [μm]
<b>Centrální kolo</b>	4,5	6 - 14
<b>Satelit</b>	5,6	6 - 14
<b>Korunové kolo</b>	2,3	6 - 14

Z porovnání měřených hodnot je patrné, že hodnoty jsou pod spodní hranici doporučených hodnot, z čehož vyplývá, že díky přesnosti ozubení není nutné větší výškovou modifikaci provádět.

### 5.3 Úchylka úhlu sklonu zubu $f_{H\beta}$

Úchylka úhlu sklonu zubu vyjadřuje vzdálenost dvou průsečíků teoretických bočních křivek boku zubu se střední boční křivkou zubu v koncových bodech rozsahu  $L_\beta$  (šířka měření).



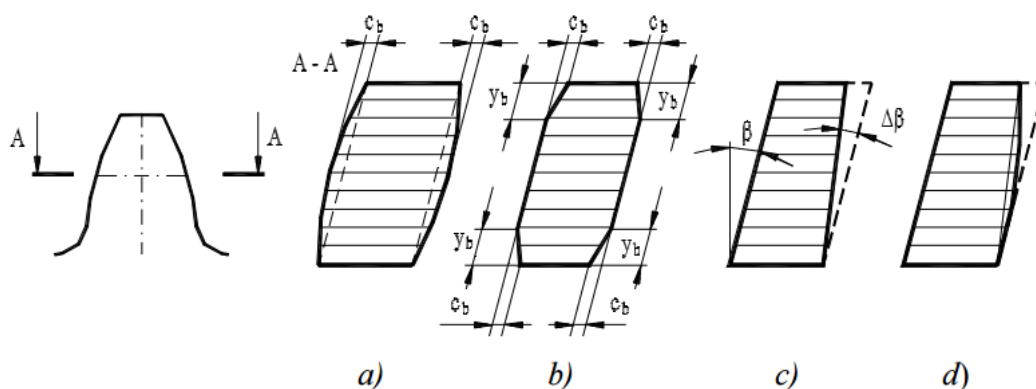
Obr. 5.3 Úchylka úhlu sklonu zubu [4]

Tab. 5.4 Tabulka vyhodnocení úchylky úhlu sklonu zubu

	Průměr měřených hodnot [μm]	Dovolená hodnota [μm]	Stupeň přesnosti dle ČSN ISO 1328-1
<b>Centrální kolo</b>	35,0	± 40	10
<b>Satelit</b>	25,4	± 28	9
<b>Korunové kolo</b>	21,8	± 25	9

## 5.4 Podélná modifikace $c_b$

Podélnou modifikaci nazýváme modifikaci boční křivky profilu zubů. Podélnou modifikací upravujeme ozubení po šířce zubu tak, že se mění tvar boční křivky spočívající v plynulém nebo skokovém odlehčení hran (obr. 5.4a, b), úhel šroubovice na jednom boku zubů nebo na obou v případě reverzace (obr. 5.4c) nebo úhel šroubovice i tvar boční křivky (obr. 5.4d). [7]



Obr. 5.4 Typy podélných modifikací [7]

Volba velikosti podélné modifikace závisí na stupni přesnosti a šířce zubů a dá se zvolit podle tab. 5.5.

Tab. 5.5 Tabulka doporučených hodnot pro podélnou modifikaci [7]

Stupeň přesnosti ČSN/ISO 1328-1	Velikost podélné modifikace $c_b$ [ $\mu\text{m}$ ] pro šířku kola $b_w$ [mm]						
	< 20	20 ÷ 40	40 ÷ 80	80 ÷ 160	160 ÷ 250	250 ÷ 400	> 400
5	3 ÷ 6	4 ÷ 7	4 ÷ 8	5 ÷ 10	6 ÷ 12	7 ÷ 14	8 ÷ 17
6	4 ÷ 8	5 ÷ 10	5 ÷ 11	6 ÷ 12	9 ÷ 18	10 ÷ 20	12 ÷ 24
7	6 ÷ 12	8 ÷ 16	9 ÷ 18	10 ÷ 20	13 ÷ 25	14 ÷ 29	17 ÷ 34
8	10 ÷ 20	11 ÷ 22	22 ÷ 25	15 ÷ 30	17 ÷ 34	20 ÷ 40	25 ÷ 50
9	14 ÷ 28	15 ÷ 30	17 ÷ 35	20 ÷ 40	25 ÷ 50	28 ÷ 58	34 ÷ 68

V tab. 5.6 je uvedena naměřena průměrná hodnota pro podélnou modifikaci a doporučená hodnota závislá na stupni přesnosti a šířce kola.

Tab. 5.6 Tabulka vyhodnocení podélné modifikace zubu

	Průměr měřených hodnot [ $\mu\text{m}$ ]	Dovolená hodnota [ $\mu\text{m}$ ]	Stupeň přesnosti dle ČSN ISO 1328-1
<b>Centrální kolo</b>	6,1	5 - 11	6
<b>Satelit</b>	10,5	5 - 11	6
<b>Korunové kolo</b>	2,6	4 - 8	5

## 6 Geometrický výpočet planetového soukolí

Při identifikaci planetového převodu byly zjištěny korekce ozubení jednotlivých ozubených kol dle změřených parametrů kol. Pro výpočet pevnosti soukolí je třeba znát celou geometrii ozubených kol. Geometrický výpočet je realizován pomocí programu Geometrie, který je proveden pro soukolí centrální kolo - satelit a pro soukolí satelit - korunové kolo.

### 6.1 Soukolí centrální kolo - satelit

Po zadání parametrů ozubených kol byla provedena kontrola geometrie ozubení a výpočet geometrických a záběrových parametrů soukolí. Základní profil ozubení je nestandardní a parametry poměrných veličin jsou odvozeny od změřených patních kružnic kol. Z hlediska výpočtů je soukolí dokonalé. Soukolí má boční vůli. Tabulka rozměrů kol soukolí je uvedena v příloze A.

The screenshot displays the 'Geometrický výpočet ozubení' (Geometric Gear Calculation) software window. It features a tabbed interface with 'Zadání' (Input) selected. The window is divided into several sections for data entry:

- Povinný vstup :** Includes fields for 'Normální modul' ( $m_n$ ), 'Počet zubů pastorku' ( $z_1$ ), 'Počet zubů kola' ( $z_2$ ), 'Sklon zubů roztečný' ( $\beta$ ), and 'Společná šířka zubů' ( $b$ ).
- Výpočetní vstup :** Includes fields for 'Součet korekcí' ( $x_z$ ), 'Korekce pastorku' ( $x_1$ ), 'Korekce kola' ( $x_2$ ), 'Osová vzdálenost pracovní' ( $a$ ), 'Úhel záběru provozní' ( $\alpha_{wt}$ ), and 'Boční vůle' ( $j_n$ ).
- Základní profil :** Includes radio buttons for 'Standard', 'Nestandard' (selected), and 'Kruhová pata'. It also contains fields for various gear ratios and angles, such as 'Poměrná výška hlavy pastorku' ( $h_{ap1}^*$ ), 'Poměrná výška hlavy kola' ( $h_{ap2}^*$ ), 'Poměrná hlavová vůle pastorku' ( $c_{p1}^*$ ), 'Poměrná hlavová vůle kola' ( $c_{p2}^*$ ), 'Poměrný rádius paty pastorku' ( $\rho_{fp1}^*$ ), 'Poměrný rádius paty kola' ( $\rho_{fp2}^*$ ), and 'Úhel profilu' ( $\alpha_p$ ).
- Nepovinný vstup :** Includes fields for 'Hlavový průměr pastorku' ( $d_{a1}$ ) and 'Hlavový průměr kola' ( $d_{a2}$ ).

At the bottom, there are buttons for 'Nuluj', 'Rozděl korekce', 'Vyr.skluzy', and a checkbox for ' $\beta$ '. A 'KOMPLEXNÍ KONTROLA' button is also present. Below the main window, a smaller dialog box titled 'Výsledky geometrické ko...' displays the message 'SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ' (The gear set is absolutely perfect) in green text, with buttons for 'Zpět', 'Tabulka rozměrů', and 'Help'.

Obr. 6.1 Soukolí centrální kolo - satelit [13]

## 6.2 Soukolí satelit - korunové kolo

Dle parametrů ozubených kol byla provedena kontrola geometrie ozubení a výpočet geometrických a záběrových parametrů soukolí. Základní profil ozubení obou kol je nestandardní a parametry poměrných veličin jsou vyvozené dle změřených patních kružnic kol. Z hlediska výpočtů je soukolí dokonalé. Soukolí uvažuje boční vůli. Tabulka rozměru kol soukolí je uvedena v příloze A.

The image shows a software window titled "Geometrický výpočet ozubení" (Geometric gear calculation). It has several tabs: "Zadání" (selected), "Míry ozubení", and "Identifikace". Under "Zadání", there are three sub-sections: "Povinný vstup:" (Mandatory input), "Výpočetní vstup:" (Computational input), and "Základní profil:" (Basic profile). The "Povinný vstup:" section contains fields for Normal module ( $m_n = 3$  mm), Number of teeth on pinion ( $z_1 = 28$ ), Number of teeth on gear ( $z_2 = 82$ ), Pitch angle ( $\beta = 12.5^\circ$ ), and Addendum ( $b = 34$  mm). The "Výpočetní vstup:" section contains fields for Sum of corrections ( $x_\Sigma = 0.341100$ ), Pinion correction ( $x_1 = 0.560200$ ), Gear correction ( $x_2 = -0.219100$ ), Operating center distance ( $a = 81.679000$  mm), Operating pressure angle ( $\alpha_{wt} = 22.452343^\circ$ ), and Side clearance ( $j_n = 0.174$  mm). The "Základní profil:" section has radio buttons for "Standard", "Nestandard" (selected), and "Kruhová pata". It also contains fields for various ratios: Pinion addendum ratio ( $h_{ap1}^* = 1.0000$ ), Gear addendum ratio ( $h_{ap2}^* = 1.0000$ ), Pinion addendum ratio ( $c_{p1}^* = 0.2500$ ), Gear addendum ratio ( $c_{p2}^* = 0.2500$ ), Pinion fillet radius ratio ( $\rho_{fp1}^* = 0.3524$ ), Gear fillet radius ratio ( $\rho_{fp2}^* = 0.3524$ ), and Profile angle ( $\alpha_p = 24^\circ$ ). There is also a "Nepovinný vstup:" (Optional input) section with fields for Pinion pitch diameter ( $d_{a1} = 95.25000$  mm) and Gear pitch diameter ( $d_{a2} = 247.20000$  mm). At the bottom, there are buttons for "KOMPLEXNÍ KONTROLA", "DEC", "DMS", "Uložit vstupy", "Načíst vstupy", "Help", and "Konec". A smaller window titled "Výsledky geometrické ko..." is open in the foreground, displaying the message "SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ" (The mesh is absolutely perfect) and buttons for "Zpět", "Tabulka rozměrů", and "Help".

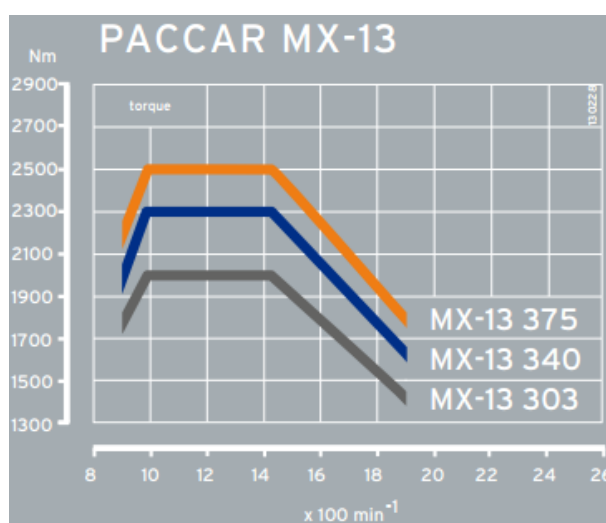
Obr. 6.2 Soukolí satelit - korunové kolo [13]

## 7 Pevnostní výpočet planetového soukolí

Ozubená kola planetového soukolí, která byla identifikována a následně byl proveden jejich geometrický výpočet, je nutné zkontrolovat, zda vyhovují pevnostním požadavkům. Zjednodušený pevnostní výpočet bude proveden podle normy DIN 3990 pomocí programu ČSNw [14]. Aby mohl být výpočet proveden, je nutné znát charakteristiku motoru nákladního automobilu. Dále byla zkontrolována osa satelitu na ohyb a průhyb, a také únosnost drážkování unášeče. Posledním bodem bylo provedení výpočtu ložiska satelitu.

### 7.1 Charakteristika motoru

Pro pevnostní výpočty budeme uvažovat motor Paccar MX-13 375, vyráběný společností Daf Trucks N.V. Tento motor se používá jako pohon vozidla Tatra Phoenix Euro 6. Na obr. 7.1 je zobrazena momentová charakteristika motoru. Maximální točivý moment motoru je 2500 Nm při otáčkách v rozmezí 1000 až 1450 za minutu. Pro výpočet je uvažováno 1200 otáček za minutu.



Obr. 7.1 Momentová charakteristika motoru [8]

### 7.2 Výpočet zatížení planetového soukolí

Pro pevnostní výpočet není známo spektrum zatížení, tudíž jako vstupní moment převodovky budeme uvažovat maximální moment motoru. Tento moment představuje statické zatížení. Jako vstupní moment planetové převodovky ovšem nelze brát maximální moment motoru, protože planetové soukolí se nachází na výstupu převodovky. Vstupní moment a otáčky se mění podle zařazeného převodového stupně



převodovky. Se zvětšujícím se převodovým poměrem se zvyšuje i točivý moment vstupující do planetového soukolí.

Planetové soukolí je v záběru při zařazení 1. až 4. převodového stupně a při zařazení zpátečního stupně. Uvažovat budeme pomalejší půlku převodu. V tab. 7.1 jsou uvedeny převodové poměry jednotlivých stupňů. Jelikož rozložení sil na satelity nemusí být zcela rovnoměrné, do výpočtu je zaveden součinitel nerovnoměrnosti rozložení sil. Ten je vzhledem k přesnosti planetového soukolí volen  $\delta_p = 1,1$ . Výpočet parametrů zatížení bude vzorově proveden pro 1. převodový stupeň, který je zařazen při rozjezdu, a na soukolí působí největší točivý moment. Hodnoty zatížení planetové převodovky při zařazení ostatních převodů jsou uvedeny v tab. 7.2.

Tab. 7.1 Tabulka převodových poměrů vstupujících do planetového soukolí

Převodový stupeň	Hodnota
1°	3,02
2°	2,08
3°	1,43
4°	1,00
ZP	2,83

Vstupní točivý moment planetového soukolí pro 1°:

$$T_{11^\circ} = T_{\text{MAX}} \cdot i_{1^\circ} \cdot \eta_{\text{oz}}^2 \quad (7.1)$$

$$T_{11^\circ} = 2500 \cdot 3,02 \cdot 0,98^2$$

$$T_{11^\circ} = 7251 \text{ Nm}$$

Tečná síla při 1°:

$$F_{t1^\circ} = \frac{T_{11^\circ} \cdot \delta_p}{r_{w1} \cdot S} \quad (7.2)$$

$$F_{t1^\circ} = \frac{7251000 \cdot 1,1}{36,835 \cdot 5}$$

$$F_{t1^\circ} = 43307,1 \text{ N}$$

Normálová síla při 1°:

$$F_{N1^\circ} = \frac{F_{t1^\circ}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad (7.3)$$

$$F_{N1^\circ} = \frac{43307,1}{\cos 24 \cdot \cos 12,5}$$

$$F_{N1^\circ} = 48556,5 \text{ N}$$

Tab. 7.2 Parametry zatížení pro všechny převodové poměry

Převod	T <sub>1</sub> [Nm]	F <sub>t</sub> [N]	F <sub>N</sub> [N]
1°	7251	43307,1	48556,5
2°	4994,1	29827,1	33443,5
3°	3433,4	20506,3	22992,1
4°	2401	14340,1	16078,6
ZP	6794,8	40600,4	45522,9

### 7.3 Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení

Program slouží k úplnému i zjednodušenému pevnostnímu výpočtu čelních, vnějších a vnitřních ozubených kol. Pro výpočet kol planetového soukolí budeme provádět zjednodušený výpočet. Před výpočtem nejprve zvolíme typ ozubení. Do geometrie postupně zadáváme parametry ozubených kol zjištěné identifikací programem Geometrie.

Dále zadáváme materiály ozubení pastorku a kola. V převodovce jsou použity materiály ozubených kol a ostatních součástí s označením ZF1A. Jedná se o materiály kol, které jsou cementovány a kaleny a vykazují vlastnosti lepší než ocel třídy 14. Pro výpočet budeme uvažovat materiál 14 220.4 dle normy ČSN 01 4686 - 5, který má podobné vlastnosti.

Dalším krokem je zadání údajů o zatížení. Jako statické zatížení je zadána normálová síla  $F_N$ , která je stejná pro obě soukolí (viz kap. 1.4). Při výpočtu uvažujeme součinitele vnějších dynamických sil  $K_A = 1$  a součinitele jednorázového přetížení  $K_{AS} = 2$ . Součinitel střídavého zatížení zubů  $Y_A = 1$  pro běžné ozubené kolo a  $Y_A = 0,733$  pro vložené kolo (satelit).

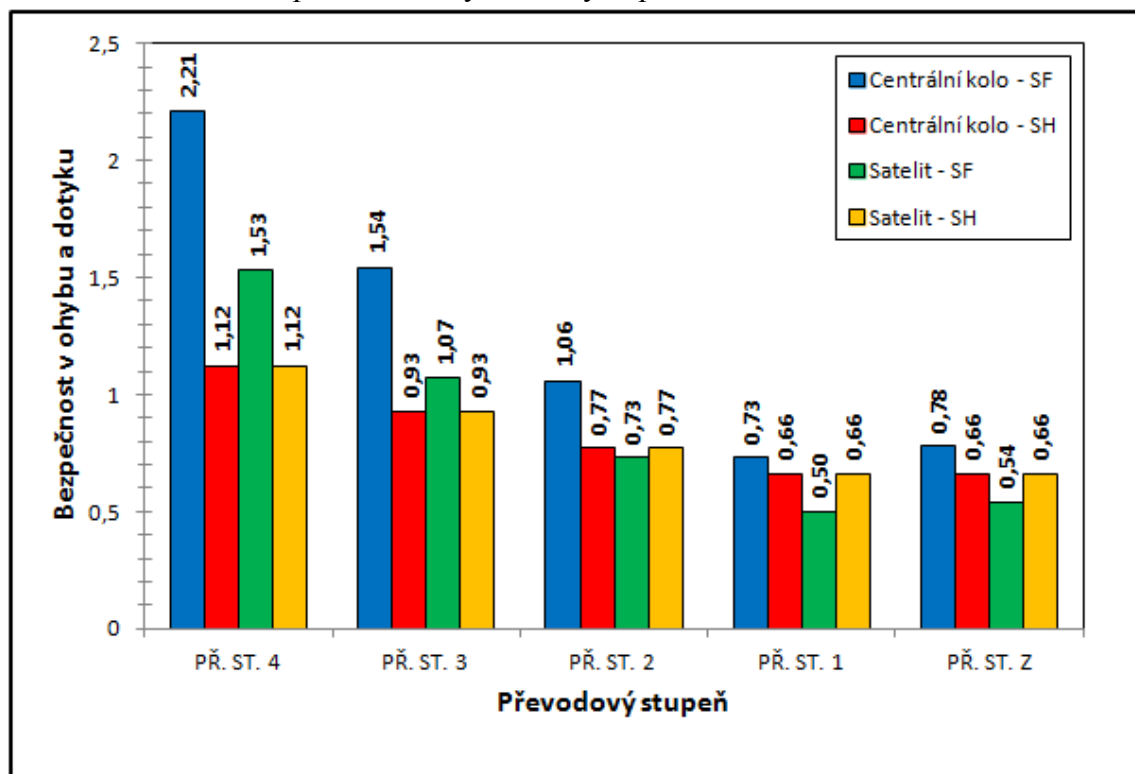
Jako rozměr ozubení je zadána šířka ozubení jednotlivých kol v záběru. Součinitel respektující nerovnoměrnost zatížení  $K_{H\beta}$  je pro soukolí centrální kolo - satelit stanoven výpočtem dle schématu č. 6 [14], a pro soukolí satelit - korunové kolo byla jeho hodnota zvolena  $K_{H\beta} = 1,3$ .

Posledním krokem je zadání součinitele podílu zatížení jednotlivých zubů. Při výpočtu bude uvažován součinitel  $K_{Fa} = K_{Ha} = 1$ . U modifikovaných ozubených kol se postupuje dle normy DIN 3990 [9]. Aby bylo soukolí provozuschopné, musí splňovat osm podmínek pevnostní kontroly. Čtyři podmínky pro pastorek (dvě z hlediska únavy a dvě z hlediska jednorázového přetížení) a podobně čtyři pro kolo.

### 7.3.1 Kontrola soukolí centrální kolo - satelit

Jedná se o vnější ozubení planetového soukolí, kde centrální kolo pohání satelity uložené v unášeči. V grafu 7.1 jsou znázorněny součinitele bezpečnosti v ohybu  $S_F$  a součinitele bezpečnosti v dotyku  $S_H$  při zařazení jednotlivých převodových stupňů. V tab. 7.3 jsou porovnány hodnoty jednorázového přetížení v ohybu a dotyku, kde červené hodnoty přesahují dovolenou hodnotu. V příloze C je uveden kompletní výpis geometrie, zatížení a výsledku bezpečnosti, pro první převodový stupeň dle programu ČSNw [14]. U ostatních převodů se mění pouze velikost zatížení.

Graf 7.1 Srovnání bezpečnosti v ohybu a dotyku pro centrální kolo a satelit



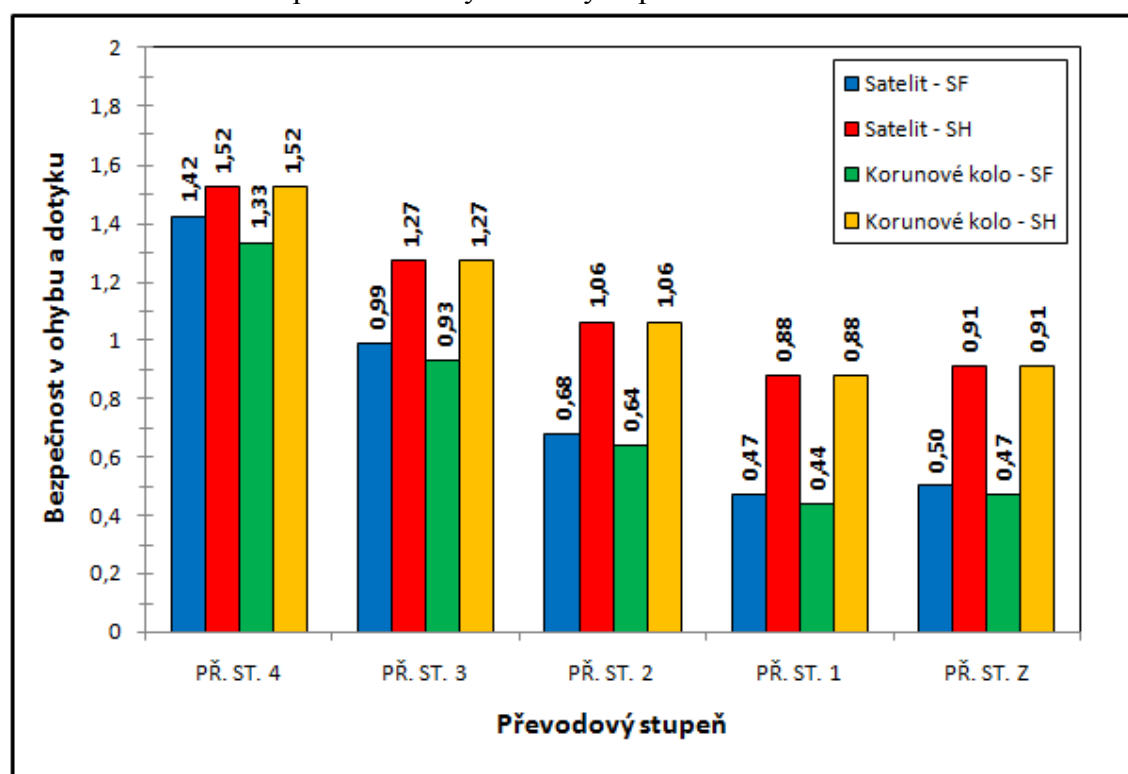
Tab. 7.3 Hodnoty jednorázového přetížení pro centrální kolo a satelit

		$\sigma_{FP\text{MAX}}$	$\sigma_{F\text{MAX}}$	$\sigma_{HP\text{MAX}}$	$\sigma_{H\text{MAX}}$
4°	Centrální kolo	1400	633	2600	1337
	Satelit	1400	670	2600	1603
3°	Centrální kolo	1400	905	2600	1603
	Satelit	1400	958	2600	1917
2°	Centrální kolo	1400	1317	2600	2312
	Satelit	1400	1394	2600	2312
1°	Centrální kolo	1400	1913	2600	2735
	Satelit	1400	2025	2600	2735
ZP	Centrální kolo	1400	1793	2600	2697
	Satelit	1400	1898	2600	2697

### 7.3.2 Kontrola soukolí satelit - korunové kolo

Satelit a korunové kolo tvoří soukolí s vnitřním ozubením. V grafu 7.2 jsou znázorněny součinitele bezpečnosti v ohybu  $S_F$  a součinitelé bezpečnosti v dotyku  $S_H$  při zařazení jednotlivých převodových stupňů. V tab. 7.4 jsou porovnány hodnoty jednorázového přetížení v ohybu a dotyku, kde červené hodnoty přesahují dovolenou hodnotu. V příloze C je uveden kompletní výpis geometrie, zatížení a výsledku bezpečnosti, pro první převodový stupeň dle programu ČSNw [14].

Graf 7.2 Srovnání bezpečnosti v ohybu a dotyku pro satelit a korunové kolo



Tab. 7.4 Hodnoty jednorázového přetížení pro satelit a korunové kolo

		$\sigma_{FP\text{MAX}}$	$\sigma_{F\text{MAX}}$	$\sigma_{HP\text{MAX}}$	$\sigma_{H\text{MAX}}$
4°	Satelit	1400	720	2600	1174
	Korunové kolo	1400	1046	2600	1174
3°	Satelit	1400	1029	2600	1404
	Korunové kolo	1400	1496	2600	1404
2°	Satelit	1400	1497	2600	1693
	Korunové kolo	1400	2176	2600	1693
1°	Satelit	1400	2173	2600	2041
	Korunové kolo	1400	3159	2600	2041
ZP	Satelit	1400	2037	2600	1976
	Korunové kolo	1400	2961	2600	1976

### 7.3.3 Hodnocení výsledků pevnosti ozubených kol

Doporučené součinitele bezpečnosti v ohybu a dotyku tzv. porovnávacího pevnostního výpočtu ozubených kol automobilových převodovek se liší od součinitelů bezpečnosti předepsanými normou ČSN 01 4686 ( $S_F = 1,4 \div 1,7$ ,  $S_H = 1,1 \div 1,2$ ). U ozubených kol automobilů lze tyto bezpečnosti snížit z důvodu nestálého záběru jednotlivých převodových stupňů. Pro planetové soukolí, které slouží jako přídatná převodovka uložená za převodovou skříní, jsou součinitele bezpečnosti uvedeny v tab. 7.5.

Součinitele bezpečnosti v ohybu a dotyku ozubených kol planetového soukolí mají klesající trend vzhledem k nižším zařazeným převodovým stupňům. To je způsobeno zvyšujícím se vstupním zatížením při stejné geometrii ozubených kol. Součinitel bezpečnosti pro soukolí centrální kolo a satelit nevyhovuje dovoleným hodnotám v ohybu při prvním a zpátečním zařazeném stupni. U soukolí satelitu a korunového kola nevyhovují taktéž bezpečnosti v ohybu při zařazení prvního a zpátečního převodového stupně. Ovšem výpočet součinitelů bezpečnosti z hlediska únavy z maximálního namáhání se neprovádí a hodnoty lze uvažovat pouze za informativní, neboť skutečné součinitele bezpečnosti budou větší.

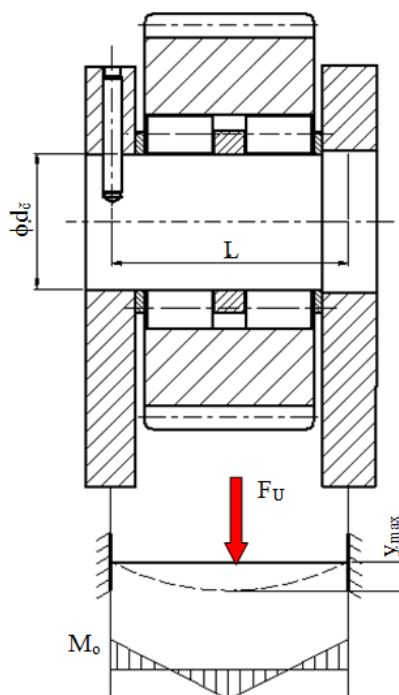
Hodnoty napětí z hlediska jednorázového přetížení v mnoha případech převyšují svou dovolenou hodnotu, což může způsobit trvalou deformaci nebo křehký lom povrchové vrstvy, či paty zubu. Tyto hodnoty závisí na součiniteli jednorázového přetížení  $K_{AS}$  a uvažovaném materiálu, jehož mechanické vlastnosti nemusí zcela odpovídat vlastnostem skutečného materiálu.

Tab. 7.5 Doporučené hodnoty bezpečnosti ozubených kol u automobilů [9]

agregát	soukolí	osobní vozidla a lehké dodávky		nákladní vozidla a automobily	
		dotyk $S_{HP}$	ohyb $S_{FP}$	dotyk $S_{HP}$	ohyb $S_{FP}$
převodová skřín	1. přev. stupeň ; zpátečka ; plíživý převod (LAV)	0,5 + 0,7	0,5 + 0,7	0,6 + 0,8	0,8 + 1,0
	2.přev. stupeň	0,6 + 0,8	0,7 + 0,9	0,8 + 1,0	0,9 + 1,2
	3. a 4. přev. stupeň	0,7 + 1,0	0,8 + 1,0	0,9 + 1,1	1,0 + 1,3
	stále záběry a vyšší převodové stupně	0,8 + 1,1	1,0 + 1,2	1,0 + 1,2	1,2 + 1,4
přidavné převodovky a redukce	za převodovou skříní	0,4 + 0,6   *	0,5 + 0,7   *	0,5 + 0,7	0,6 + 0,8
	v nápravách			0,4 + 0,6	0,5 + 0,7
poznámka : * pro terénní aplikace 4x4 a speciály					

## 7.4 Kontrola osy satelitu

Satelity planetového převodu konají otáčivý pohyb okolo os, které jsou uloženy v unášeči. Jedná se o osy neotočné, které jsou pevně uloženy a namáhané staticky silou  $F_U$ . Osa je na jednom konci zalisována a na druhém je zajištěna stavěcím šroubem. Jedná se o staticky neurčitý nosník, který bude zkontrolován na ohyb a průhyb. Výpočet bude proveden pro největší možné zatížení při zařazení 1. převodového stupně. Průměr osy  $d_\varepsilon = 30$  mm a délka uložení  $L = 61$  mm. Osa je z uvažovaného materiálu 14 220, kde mez pevnosti  $R_e = 590$  MPa [1].



Obr. 7.2 Uložení satelitu

Výpočet síly působící na osu:

$$F_U = 2 \cdot F_{11^\circ} \quad (7.4)$$

$$F_U = 2 \cdot 43307,1$$

$$F_U = 86614,2 \text{ N}$$

#### 7.4.1 Kontrola na ohyb

Ohybový moment:

$$M_{OMAX} = \frac{1}{8} \cdot F_U \cdot L \quad (7.5)$$

$$M_{OMAX} = \frac{1}{8} \cdot 86614,2 \cdot 61$$

$$M_{OMAX} = 660433,4 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_O = \frac{M_{OMAX}}{\frac{\pi \cdot d_\xi^3}{32}} \quad (7.6)$$

$$\sigma_O = \frac{660433,4}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}}$$

$$\sigma_O = 249,1 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k_\zeta = \frac{R_e}{\sigma_O \cdot K_{AS}} \quad (7.7)$$

$$k_\zeta = \frac{590}{249,1 \cdot 2}$$

$$k_\zeta = 1,2$$

Součinitel bezpečnosti je větší než jedna, a proto osa satelitu vyhovuje.

### 7.4.2 Kontrola na průhyb

Moment setrvačnosti:

$$J = \frac{\pi \cdot d_c^4}{64} \quad (7.8)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 30^4}{64}$$

$$J = 39760,8 \text{ mm}^4$$

Maximální průhyb:

$$y_{\text{MAX}} = \frac{F_U \cdot L^3}{192 \cdot J \cdot E} \quad (7.9)$$

$$y_{\text{MAX}} = \frac{866142 \cdot 61^3}{192 \cdot 39760,8 \cdot 210000}$$

$$y_{\text{MAX}} = 0,0122 \text{ mm}$$

Dovolený průhyb [2]:

$$y_D = 0,01 \cdot m_N \quad (7.10)$$

$$y_D = 0,01 \cdot 3$$

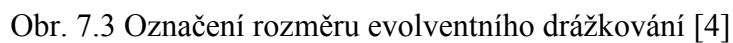
$$y_D = 0,03 \text{ mm}$$

Hodnota maximálního průhybu v místě působení síly je menší než dovolený průhyb pro ozubeným kolem a osa vyhovuje.

### 7.5 Kontrola drážkování unášeče

Točivý moment z unášeče je přenášen na přírubovou spojku pomocí drážkování. Jedná se o evolventní drážkování  $d \times z \times m = 90 \times 44 \times 2$  podle normy ČSN 01 4955. V tab. 7.6 jsou uvedeny parametry pro výpočet drážkování. Výpočet bude proveden pro maximální točivý moment při zařazení prvního převodového stupně. Spojované části jsou vyrobené z uvažované oceli 14 220.4, které jsou cementovány a kaleny na tvrdost (58÷62) HRC a jedná se o uložení pevné. Dovolený tlak je zjištěn dle obr. 7.4.





Název	Označení	Hodnota
Hlavový průměr drážkování unášeče [mm]	d <sub>a</sub>	89,6
Hlavový průměr drážkování příruby [mm]	D <sub>a</sub>	86
Počet zubů [-]	z	44
Společná šířka stykové plochy [mm]	b	72
Relativní funkční počet drážek [-]	φ	0,5

$$i_p = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \quad (7.11)$$

$$i_p = 1 + \frac{82}{23}$$

$$i_p = 4,565$$

$$T_U = T_{|I|^\circ} \cdot i_P \cdot \eta_P \quad (7.12)$$

$$T_U = 7251 \cdot 4,565 \cdot 0,97$$

$$T_U = 32107,8 \text{ Nm}$$

$$d_s = \frac{d_a + D_a}{2} \quad (7.13)$$

$$d_s = \frac{89,6 + 86}{2}$$

$$d_s = 87,8 \text{ mm}$$

Společná výška stykové plochy:

$$h = \frac{d_a - D_a}{2} \quad (7.14)$$

$$h = \frac{89,6 - 86}{2}$$

$$h = 1,8 \text{ mm}$$

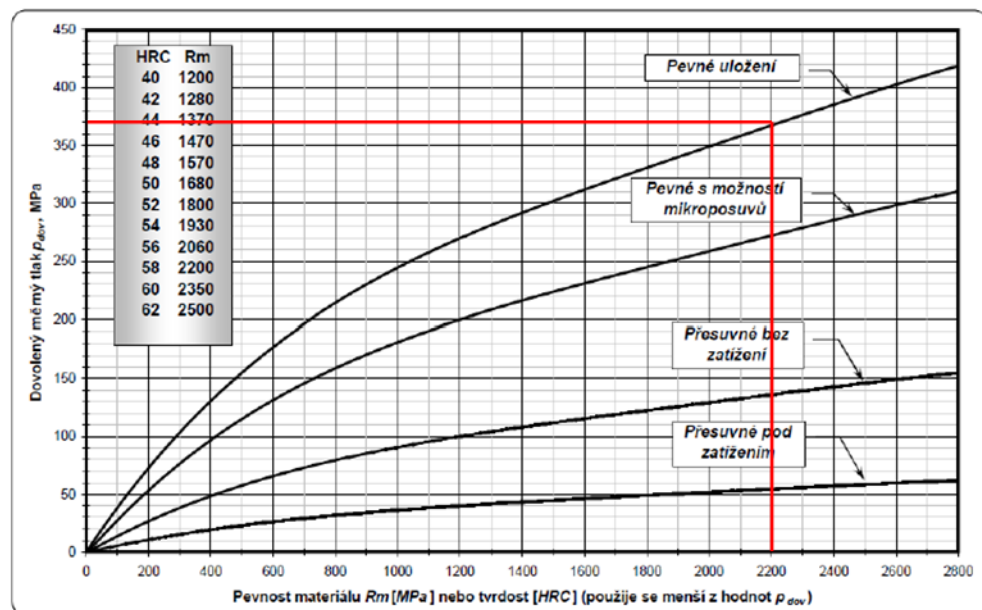
Tlak mezi drážkami:

$$p_{ED} = \frac{2 \cdot T_U}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b} \quad (7.15)$$

$$p_{ED} = \frac{2 \cdot 32107,8}{87,8 \cdot 44 \cdot 0,5 \cdot 1,8 \cdot 72}$$

$$p_{ED} = 256,5 \text{ MPa}$$

Tlak v drážkování  $p_{ED}$  je menší než dovolený tlak  $p_{DOV} = 370 \text{ MPa}$ . Spoj vyhovuje.



Obr. 7.4 Graf dovolených měrných tlaků [10]

## 7.6 Výpočet ložiska satelitu planetového soukolí

Výpočet ložisek planetového soukolí manuální převodovky zahrnuje výpočet statické a dynamické únosnosti ložiska, které nese satelity. Satelit je uložen na čepu a koná otáčivý pohyb pomocí ložiska. Jedná se ložisko bez klece, které má 26 válečků ve dvou řadách oddělených bronzovým kroužkem.

### 7.6.1 Výpočet statické únosnosti ložiska

Statická únosnost ložiska  $C_O$  je mezní zatížení, při kterém dojde k deformaci valivého tělesa ve styku s oběžnými drahami ložiska. Na základě této hodnoty se určí součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost valivého ložiska  $S_O$ . Namáhané ložisko satelitu je ovšem nenormalizované, a proto je nutné součinitel bezpečnosti zvolit a vypočítat potřebnou statickou únosnost, jakou by mělo ložisko satelitu mít. Statická bezpečnost je volena  $S_O = 1$ . Ložisko je namáhané radiální silou, která se rovná síle  $F_U$  působící uprostřed čepu, tudíž  $F_{rO} = F_U$ . Axiální sílu ložisko nezachytává. Vzorově je proveden výpočet pro první převodový stupeň.

Výpočet statické únosnosti pro 1°:

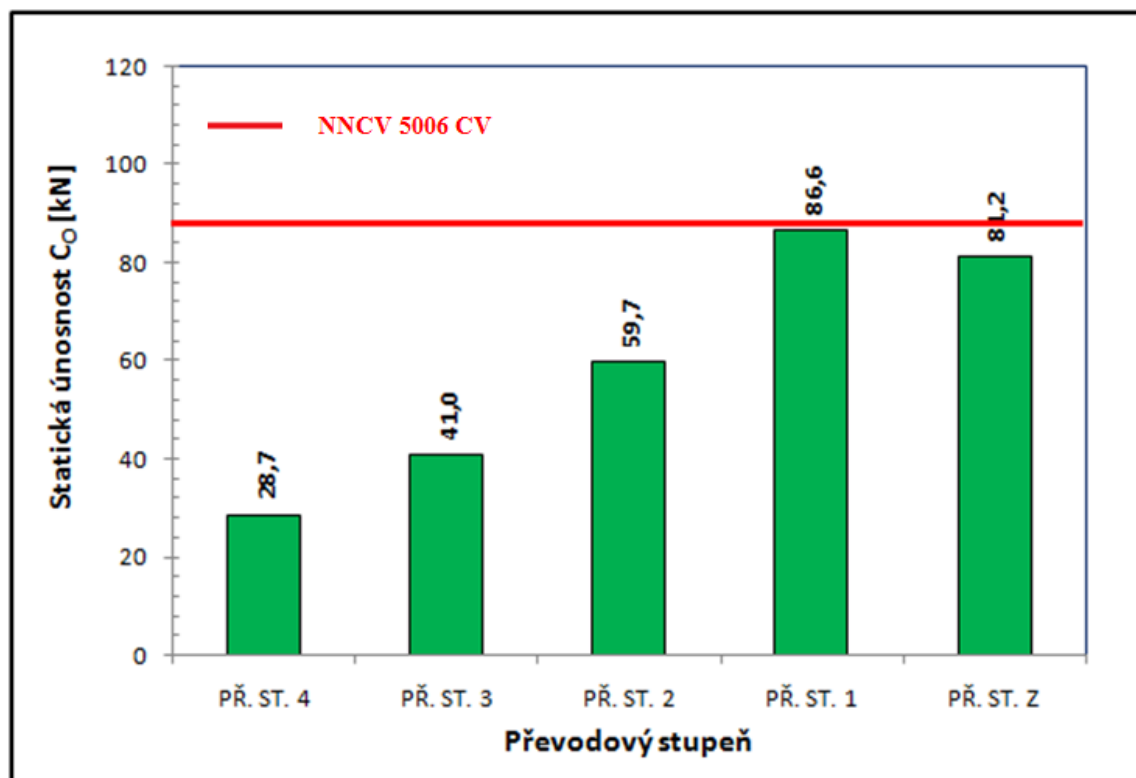
$$C_O = S_O \cdot F_{rO} \quad (7.16)$$

$$C_O = 1 \cdot 866142$$

$$C_O = 86614,2\text{N}$$

V grafu 7.3 je znázorněn průběh statické únosnosti při jednotlivých zařazených převodových stupních. Se snižujícím převodovým stupněm se zvyšuje statická únosnost ložiska. Pro srovnání je v grafu znázorněna statická únosnost ložiska katalogu SKF [11], které odpovídá typu ložiska, které nese satelity planetového soukolí. Toto dvouřadé válečkové ložisko NNCV 5006 CV, s vnitřním průměrem 30 mm, má statickou únosnost větší než je potřebná vypočtená únosnost při zařazení všech stupňů.

Graf 7.3 Statické únosnosti ložiska satelitu



### 7.6.2 Výpočet dynamické únosnosti ložiska

Výpočet dynamické únosnosti ložiska se provádí u ložisek, které jsou zatěžovány cyklicky, což se projeví únavovým poškozením povrchu ložiska (pitting). Cílem výpočtu dynamické únosnosti je stanovit trvanlivost ložiska. Jelikož se nejedná o normalizované ložisko dostupné z katalogů, je nutné vycházet z dynamické únosnosti ložiska vypočtené ze životnosti ložiska. Životnost ložiska je uvažována na 20 000 hodin. Dynamická únosnost je vypočtena pro všechny převodové stupně, při kterých je planetové soukolí v provozu (viz. tab. 7.1). Ekvivalentní zatížení ložiska  $P = F_U$ . Vzhledem k neznalosti ložiska je pro výpočet uvažován součinitel spolehlivosti  $a_1 = 1$  a součinitel teorie trvanlivosti dle SKF  $a_{SKF} = 1$ . Vzorově je proveden výpočet pro první převodový stupeň. Dynamické únosnosti pro všechny zařazené stupně jsou znázorněny v grafu 7.4. Výpočet otáček satelitu je proveden dle obr. 1.2.

Otáčky centrálního kola pro  $1^\circ$ :

$$n_{11^\circ} = \frac{n_{TMAX}}{i_{1^\circ}} \quad (7.17)$$

$$n_{11^\circ} = \frac{1200}{3,02}$$

$$n_{11^\circ} = 397,3 \text{ min}^{-1} = 6,62 \text{ s}^{-1}$$

Úhlová rychlost centrálního kola pro  $1^\circ$ :

$$\varpi_{11^\circ} = 2 \cdot \pi \cdot n_{11^\circ} \quad (7.18)$$

$$\varpi_{11^\circ} = 2 \cdot \pi \cdot 6,62$$

$$\varpi_{11^\circ} = 41,59 \text{ s}^{-1}$$

Úhlová rychlost unášeče pro  $1^\circ$ :

$$\varpi_{U1^\circ} = \frac{\varpi_{11^\circ}}{i_p} \quad (7.19)$$

$$\varpi_{U1^\circ} = \frac{41,59}{4,565}$$

$$\varpi_{U1^\circ} = 9,11 \text{ s}^{-1}$$

Rychlost posuvu satelitu pro  $1^\circ$ :

$$v_{U1^\circ} = \varpi_{U1^\circ} \cdot a_w \quad (7.20)$$

$$v_{U1^\circ} = 9,11 \cdot 0,081679$$

$$v_{U1^\circ} = 0,744 \text{ ms}^{-1}$$

Úhlová rychlost satelitu pro  $1^\circ$ :

$$\varpi_{S1^\circ} = \frac{v_{U1^\circ}}{r_s} \quad (7.21)$$

$$\varpi_{S1^\circ} = \frac{0,744}{0,04302}$$

$$\varpi_{S1^\circ} = 17,29 \text{ s}^{-1}$$

Otáčky satelitu pro  $1^\circ$ :

$$n_{S1^\circ} = \frac{\varpi_{S1^\circ}}{2 \cdot \pi} \quad (7.22)$$

$$n_{S1^\circ} = \frac{17,29}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{S1^\circ} = 2,75 \text{ s}^{-1} = 165,1 \text{ min}^{-1}$$

Dynamická únosnost ložiska pro 1°:

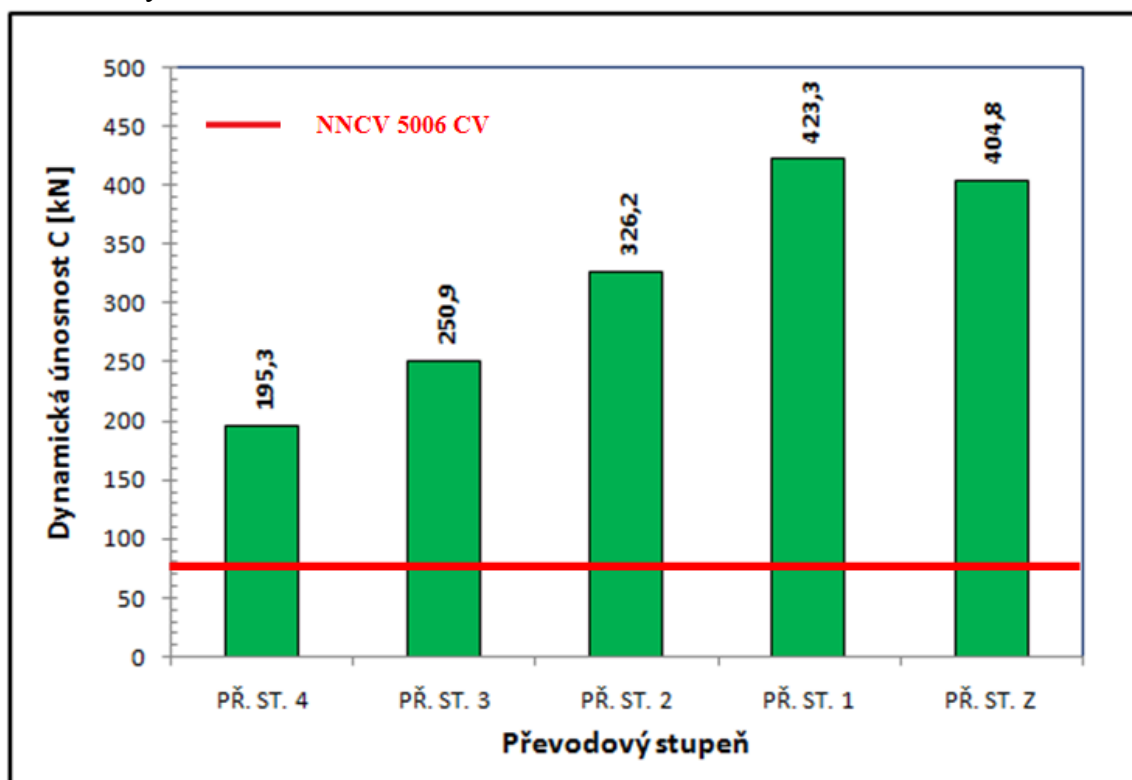
$$C = P \cdot \sqrt[10]{\frac{L_{10nm} \cdot n_{S1^\circ} \cdot 60}{a_1 \cdot a_{SKF} \cdot 10^6}} \quad (7.23)$$

$$C = 866142 \cdot \sqrt[10]{\frac{20000 \cdot 165,1 \cdot 60}{1 \cdot 1 \cdot 10^6}}$$

$$C = 423319 \text{ N}$$

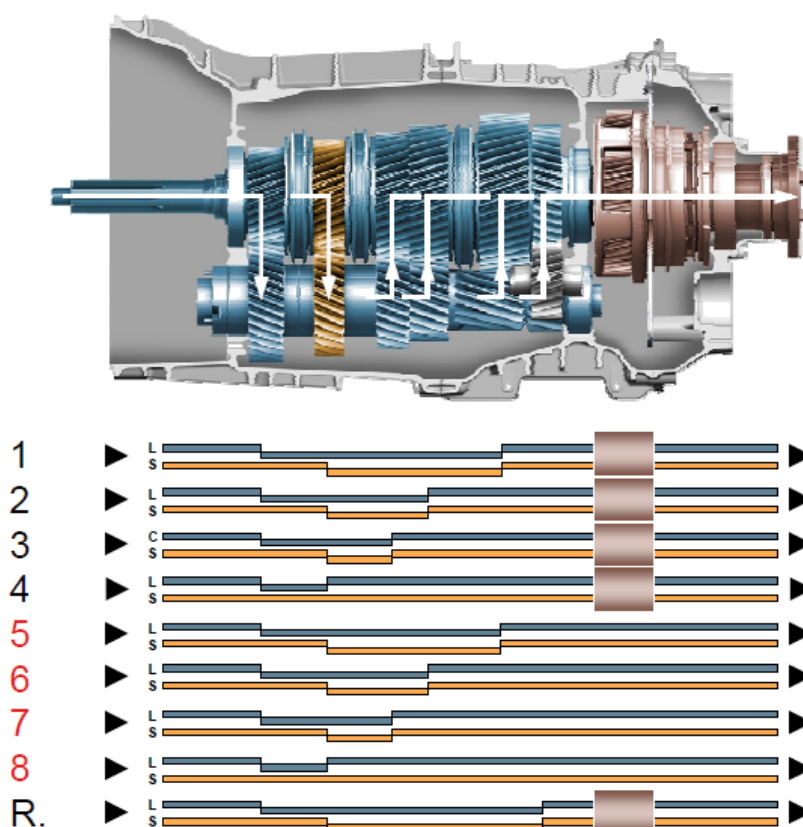
V grafu 7.4 je znázorněn průběh dynamické únosnosti při jednotlivých zařazených převodových stupních. Se snižujícím převodovým stupněm se zvyšuje dynamická únosnost ložiska, při předpokladu životnosti 20 000 hodin. Pro srovnání je v grafu znázorněna dynamická únosnost ložiska katalogu SKF [11], které odpovídá typu ložiska, které nese satelity planetového soukolí. Toto dvouřadé válečkové ložisko NNCV 5006 CV, s vnitřním průměrem 30 mm, má mnohem nižší dynamickou únosnost než je požadována dle výpočtu, což vyplývá z dynamické únosnosti ložiska vypočtené z maximálního točivého momentu motoru, při kterém není ložisko namáhané trvale. Dalším faktorem, který výrazně ovlivňuje dynamickou únosnost je součinitel  $a_{SKF}$ , který bude při zakrytovaném soukolí pracujícím v oleji podstatně vyšší.

Graf 7.4 Dynamické únosnosti ložiska satelitu



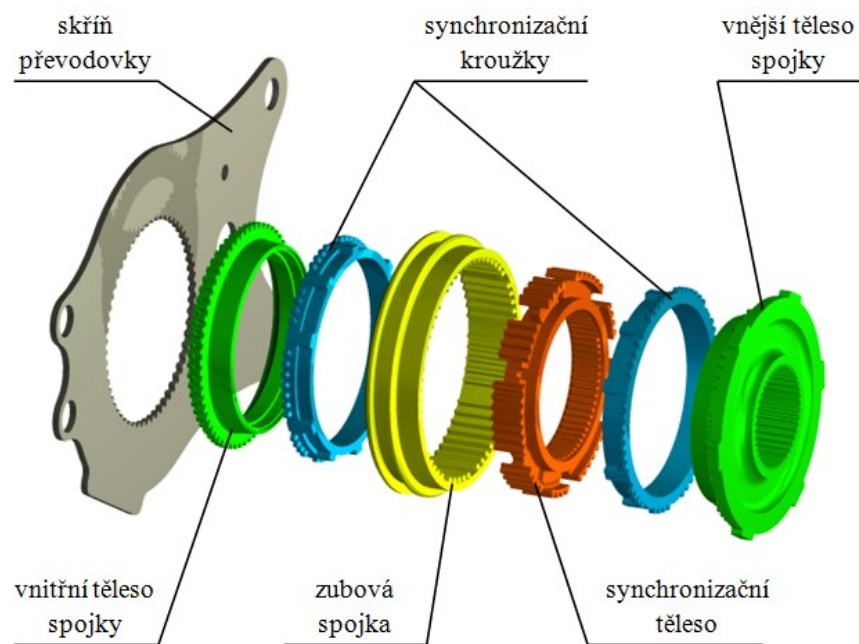
## 8 Synchronizace planetového soukolí převodovky

Synchronizace planetového ústrojí manuální převodovky slouží k uvedení planetového převodu do záběru. Úkolem planety je redukovat otáčky a zároveň zvětšovat točivý moment na výstupu. V činnost se planetové soukolí uvádí při nižších převodových stupních. U 16 - ti stupňové převodovky se uvádí do chodu pro první až čtvrtý a pro zpáteční stupeň. Pro zbylé převodové stupně je planetové soukolí v nečinnosti.



Obr. 8.1 Činnost planetového soukolí [5]

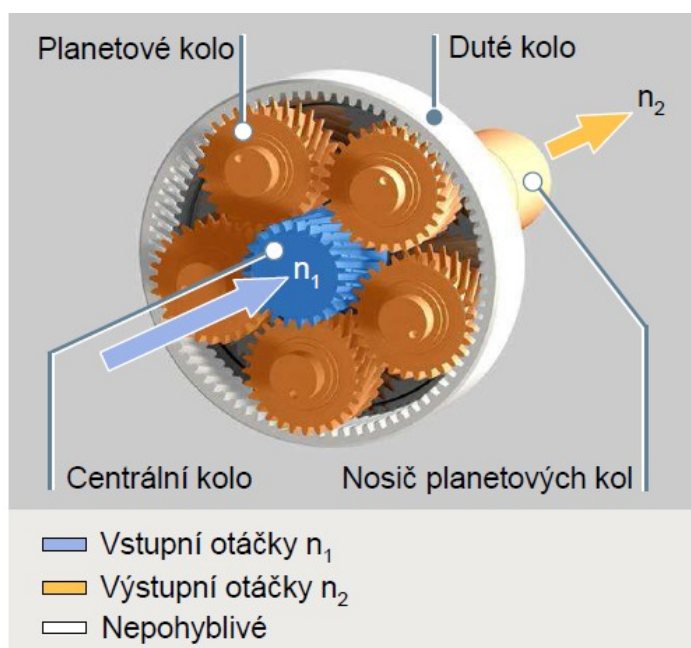
Synchronizace planetového soukolí se skládá ze synchronizačního tělesa, zubové spojky, vnitřního a vnějšího tělesa spojky a ze synchronizačních kroužků. Synchronizační těleso má vnitřní drážkování a je nasazeno na drážkování korunového kola. Zubová spojka slouží jako posuvná objímka, která uvádí do záběru těleso synchronizace s vnějším a vnitřním tělesem spojky. Vnitřní těleso je pomocí drážkování upevněno v převodové skříni. Vnější těleso spojky je drážkováním uloženo na přírubě unášече, což je výstupní hřídel převodovky. Synchronizační kroužky zajišťují synchronizaci pomocí třecích kuželových ploch, které postupně vyrovnávají otáčky mezi tělesem synchronizace a tělesy spojky. Zubová spojka je dána do pohybu pomocí řadicích vidlic, ovládaných řadicí pákou.



Obr. 8.2 Části synchronizace

### 8.1 Planetové soukolí v záběru

Planetové soukolí je v záběru pro první až čtvrtý převodový stupeň a pro zpáteční chod. Pomocí zubové spojky se těleso synchronizace dostane do záběru s vnitřním tělesem spojky, které je napevno ukotveno v převodové skříni. Tímto se korunové (duté) kolo zablokuje a planeta tvoří převod. Vstupní otáčky planetového soukolí se redukuje a točivý moment se zvětšuje.

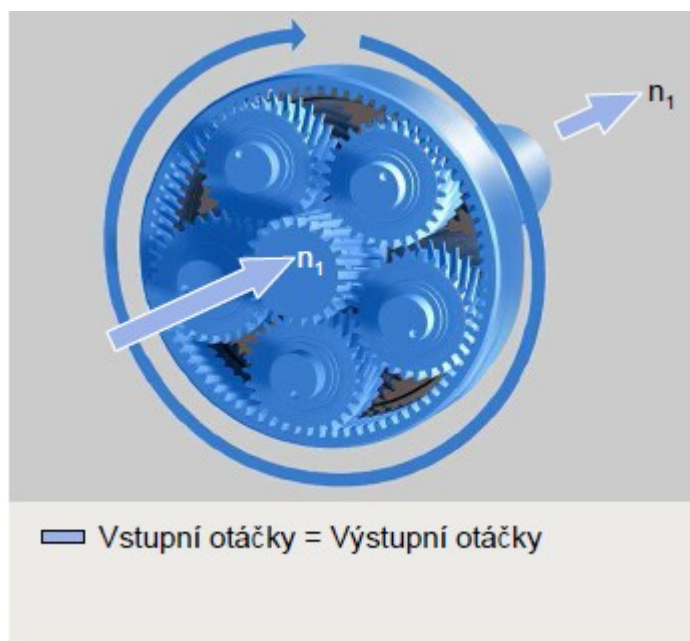


Obr. 8.3 Planetové soukolí v záběru [5]



## 8.2 Planetové soukolí mimo záběr

Planetové soukolí je mimo záběr při zařazení vyšších rychlostních stupňů, konkrétně pro pátý až osmý převodový stupeň. Zubová spojka zavádí do záběru těleso synchronizace spolu s vnějším tělesem spojky, které je pomocí drážkování uloženo na nosiči planetových kol (příruba unášče). Korunové kolo se tak pomocí spojky synchronizace napevno připevní k unášce planetového soukolí. Tímto se zablokují dva členy planetového soukolí a vytvoří se převod s  $i = 1$ . Výstupní otáčky se pak rovnají vstupním otáčkám planetového soukolí.



Obr. 8.4 Planetové soukolí mimo záběr [5]

## 9 Závěr

Cílem diplomové práce byla analýza planetového soukolí 16 - ti stupňové synchronizované manuální převodovky ZF 16S 2530 TO, která je určena pro těžké nákladní automobily.

Identifikace ozubených kol soukolí byla provedena vlastním a detailním měřením, přičemž odchylka vlastního měření se pohybovala okolo 1%. K identifikaci byl použit program Geometrie, kterým byly zjištěny korekce jednotlivých kol. Z náměrové zprávy detailního měření byla vyhodnocena přesnost ozubených kol. Přesnost těchto kol je poměrně větší, než tomu bývá u tohoto typu soukolí. Z identifikace byl následně proveden geometrický výpočet kol a komplexní kontrolou byla ověřena provozuschopnost jednotlivých soukolí.

Pro pevnostní výpočty planetového soukolí byl uvažován maximální točivý moment, daný charakteristikou motoru Paccar MX-13 375, který je používán u vozidel Tatra Phoenix Euro 6. Na základě již známé geometrie ozubených kol, byla provedena zjednodušená pevnostní kontrola ozubení pomocí programu ČSNw dle normy DIN 3990. Součinitele bezpečnosti v ohybu ozubených kol jsou menší než doporučené hodnoty při zařazeném prvním a zpátečním stupni. Jelikož jsou součinitele z hlediska únavy počítány z maximálního zatížení, budou ve skutečnosti tyto součinitele větší. Z hlediska jednorázového přetížení hodnoty napětí v mnoha případech převyšují dovolenou mez danou materiálem, což může způsobit trvalou deformaci nebo křehký lom povrchové vrstvy, či paty zubu.

Dále byla provedena pevnostní kontrola osy satelitu na ohyb a průhyb, a v obou případech osa vyhovuje. Drážkování unášeče bylo kontrolováno na tlak, který je menší než dovolená hodnota. Posledním bodem pevnostního výpočtu byl výpočet ložiska satelitu. Jelikož nebyl znám typ ložiska a spektrum zatížení, byla z předpokládané životnosti vypočítaná statická a dynamická únosnost ložiska, jakou by mělo ložisko mít. Tyto únosnosti byly porovnány s katalogovým ložiskem podobných rozměrů. Statická únosnost se nachází pod hodnotou katalogového ložiska. Dynamická únosnost ložiska výrazně převyšuje porovnávanou hodnotu, což je způsobeno výpočtem únosnosti z maximálního zatížení a neznalosti součinitele  $a_{SKF}$ , který tuto potřebnou únosnost zmenšuje.

Závěrem lze konstatovat, že jednotlivé body zadání diplomové práce byly splněny. Součástí diplomové práce je přiložen sestavný výkres planetového soukolí a výrobní výkres unášeče a satelitu. Dále je v přílohách uveden geometrický výpočet, náměry detailního měření a pevnostní výpočet ozubených kol.

## 10 Seznam použité literatury

### Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1998, 90 s. ISBN 80-01-01830-x.
- [4] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64, 5 s. ISBN 978-80-248-0878-9. Dostupné z: [http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky\\_VaKSD.pdf](http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf)
- [5] Mechanické převodovky LKW, ZF katalog. Dostupné z: [http://www.zf.com/corporate/de\\_de/homepage/homepage.html](http://www.zf.com/corporate/de_de/homepage/homepage.html)
- [6] NĚMČEK, Miloš. *Identifikace neznámých ozubených kol*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. Dostupné z: [http://www.347.vsb.cz/staff/folta/Konstrukcni\\_cviceni\\_II/Identifikace.pdf](http://www.347.vsb.cz/staff/folta/Konstrukcni_cviceni_II/Identifikace.pdf)
- [7] DEJL, Z., MORAVEC, V., HRUDIČKOVÁ, M. *Teoretický rozbor vlivu deformace na záběr ozubených kol a modifikace ozubení*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. Dostupné z: [http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006\\_054\\_01.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_054_01.pdf)
- [8] Tatra Phoenix euro 6, Tatra Trucks a.s. prospekt. Dostupné z: [http://www.tatra.cz/underwood/download/files/tatra-phoenix-euro-6\\_cz.pdf](http://www.tatra.cz/underwood/download/files/tatra-phoenix-euro-6_cz.pdf)
- [9] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2000, 107 s. ISBN 80-7078-807-0.
- [10] FOLTA, Zdeněk. *Zdenek Folta - VSB-TU Ostrava* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>

### Internet:

- [11] *SKF.com* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [12] *ZF Friedrichshafen - ZF Friedrichshafen AG* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: [http://www.zf.com/corporate/de\\_de/homepage/homepage.html](http://www.zf.com/corporate/de_de/homepage/homepage.html)

**Software:**

- [13] NĚMČEK, Miloš. *Geometrie*. Program pro výpočet geometrie ozubení.  
Ostrava : VŠB-TU, 2013
- [14] NĚMČEK, Miloš. *ČSNw*. Program pro pevnostní výpočet ozubení.  
Ostrava : VŠB-TU, 2011
- [15] AUTODESK, Inc. *Inventor Professional 2014*

## 11 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Planetové soukolí	SOP0009-SN2KIK01	A0
Unášeč	SOP0009-SN2KIK01-01	A1
Satelit	SOP0009-SN2KIK01-04	A3
Tabulka rozměrů soukolí	Příloha A	A4
Náměry ozubených kol	Příloha B	A4
Pevnostní výpočet ozubených kol	Příloha C	A4

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2011

Microsoft Office Powerpoint 2011

Autodesk Inventor Professional 2014

AutoCad Mechanical 2014

Geometrie

ČSNw

## Příloha A

Tabulka rozměrů soukolí centrální kolo - satelit

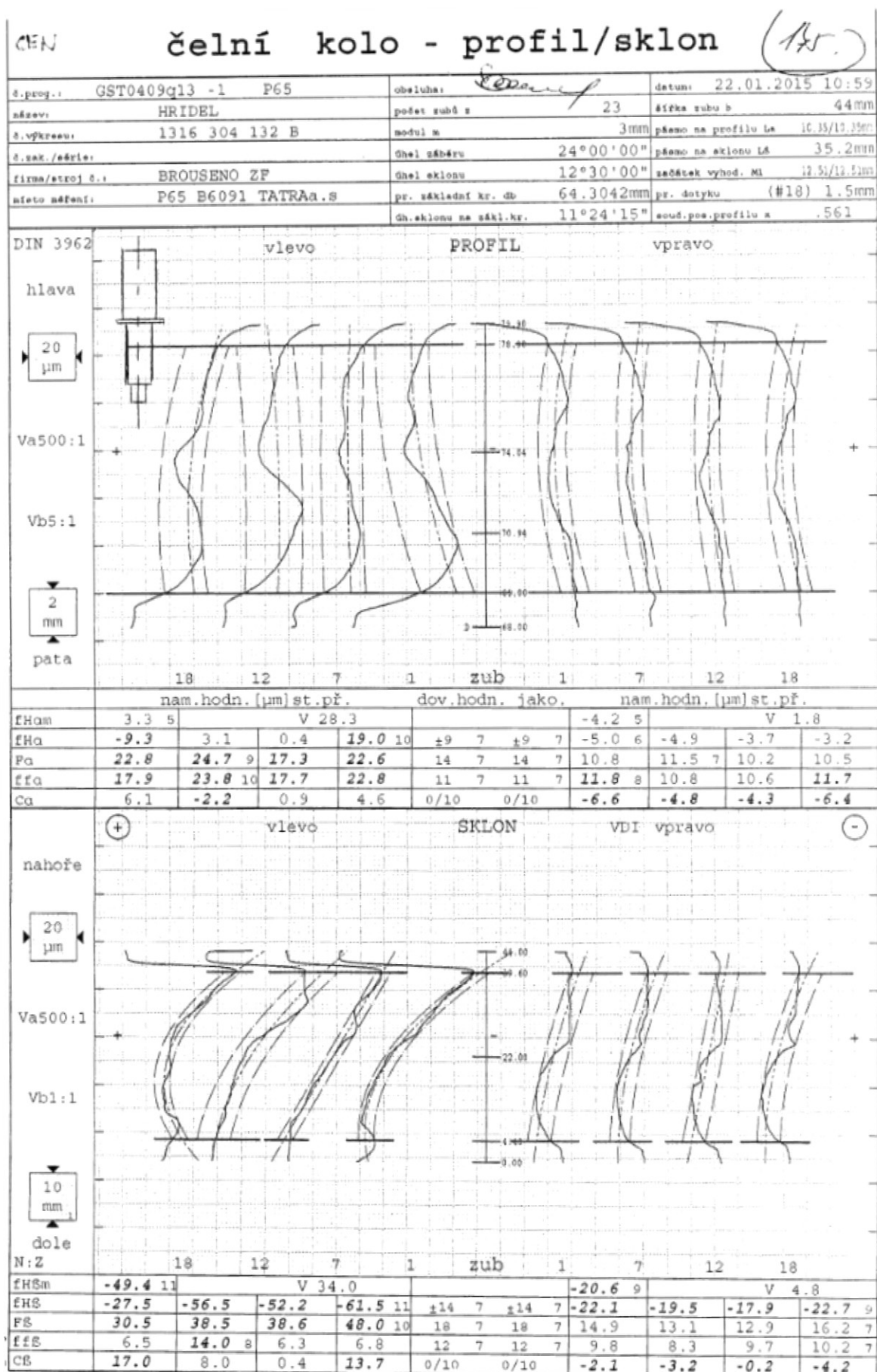
	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Norm.boční vůle přidav. korekcí $j_n$	[mm]		0.2160	
Počet zubů $z$	[-]	23		28
Počet zubů náhradního kola $z_n$	[-]	24.517		29.847
Normální modul $m_n$	[mm]		3.000	
Čelní modul $m_t$	[mm]		3.073	
Úhel sklonu zubu roztečný $\beta$	[°]		12.50000	
Úhel sklonu zubu základní $\beta_b$	[°]		11.40410	
Úhel záběru čelní $\alpha_t$	[°]		24.51482	
Úhel záběru provozní $\alpha_{wt}$	[°]		29.20809	
Osová vzdálenost provozní $a$	[mm]		81.67900	
Osová vzdálenost roztečná $a_d$	[mm]		78.35738	
Osová vzdálenost bezvůlová $a_{jn}$	[mm]		81.67900	
Jednotková korekce bezvůlová $x_{jn}$	[-]	0	$\Sigma = 1.20932$	1.20932
Jednotková korekce $x$	[-]	0.56060	$\Sigma = 1.12080$	0.56020
Hodnota posunutí profilu $x \cdot m_n$	[mm]	1.68180		1.68060
Jednotková změna výšky hlavy $k^*$	[-]		0.10212	
Průměr patní kružnice $d_f$	[mm]	66.53889		81.90068
základní kružnice $d_b$	[mm]	64.30419		78.28336
kr.začátku evolventy $d_{Ff}$	[mm]	68.08725		83.39532
kružnice začátku záběru $d_{Hf}$	[mm]	69.15903		84.77266
valivé kružnice $d_w$	[mm]	73.67125		89.68675
roztečné kružnice $d$	[mm]	70.67529		86.03948
kružnice konce záběru $d_{Ha}$	[mm]	79.76000		95.25000
kružnice srážecí hrany $d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice $d_a$	[mm]	79.76000		95.25000
Tvarový přesah $c_f$	[mm]	0.53589		0.68867
Tloušťka zubu na patní kružnici $s_f$	[mm]	7.30551		7.44571
základní kružnici $s_b$	[mm]	7.44904		7.83414
začátku evolventy $s_{Ff}$	[mm]	6.99567		7.07715
valivé kružnici $s_w$	[mm]	4.94451		4.61392
roztečné kružnici $s$	[mm]	6.20996		6.20889
začátku sražení $s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici $s_a$	[mm]	1.34802		1.39288
Výška paty $h_f$	[mm]	2.06820		2.06940
hlavy $h_a$	[mm]	4.54236		4.60526
zubu $h$	[mm]	6.61056		6.67466
Společná šířka kol $b$	[mm]		42.000	
Délka evolventy $ev$	[mm]	6.70945		6.76320
Délka funkční evolventy $ev$	[mm]	6.13757		6.02350
Měrný skluz na patě	[-]	-0.75102		-0.76598
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.43374		0.42890
Poměr b/d $\psi_d$	[-]	0.594		0.488
Poměr b/ $m_n$ $\psi_m$	[-]		14.000	
Součinitel trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha$	[-]		1.23714	
Součinitel trvání záběru krokem $\varepsilon_\beta$	[-]		0.96453	
Součinitel trvání záběru celkový $\varepsilon_\gamma$	[-]		2.20166	
Délka dotyku 1 páru zubů $L_{pmax}$	[mm]		42.84590	
Celková délka dotyku minim. $L_{smin}$	[mm]		51.80417	
Celková délka dotyku maxim. $L_{smax}$	[mm]		53.37988	
Čelní rozteč $p_t$	[mm]		9.65361	
Čelní rozteč základní $p_{tb}$	[mm]		8.78337	

Tabulka rozměrů soukolí satelit - korunové kolo

	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnitřní
Norm.boční vůle přidav. korekcí $j_n$	[mm]		0.1743	
Počet zubů $z$	[-]	28		-82
Počet zubů náhradního kola $z_n$	[-]	29.847		-87.408
Normální modul $m_n$	[mm]		3.000	
Čelní modul $m_t$	[mm]		3.073	
Úhel sklonu zubu roztečný $\beta$	[°]		12.50000	
Úhel sklonu zubu základní $\beta_b$	[°]		11.40410	
Úhel záběru čelní $\alpha_t$	[°]		24.51482	
Úhel záběru provozní $\alpha_{wt}$	[°]		22.45234	
Osová vzdálenost provozní $a$	[mm]		-81.67900	
Osová vzdálenost roztečná $a_d$	[mm]		-82.96664	
Osová vzdálenost bezvůlová $a_{jn}$	[mm]		-81.67900	
Jednotková korekce bezvůlová $x_{jn}$	[-]	0	$\Sigma = 0.41251$	0.41251
Jednotková korekce $x$	[-]	0.56020	$\Sigma = 0.34110$	-0.21910
Hodnota posunutí profilu $x \cdot m_n$	[mm]	1.68060		-0.65730
Jednotková změna výšky hlavy $k^*$	[-]		-0.01671	
Průměr patní kružnice $d_f$	[mm]	81.90068		-260.76038
základní kružnice $d_b$	[mm]	78.28336		-229.25842
kr.začátku evolventy $d_{Ff}$	[mm]	83.39532		-256.91102
kružnice začátku záběru $d_{Hf}$	[mm]	83.85951		-257.22880
valivé kružnice $d_w$	[mm]	84.70415		-248.06215
roztečné kružnice $d$	[mm]	86.03948		-251.97276
kružnice konce záběru $d_{Ha}$	[mm]	94.85160		-247.20000
kružnice srážecí hrany $d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice $d_a$	[mm]	95.25000		-247.20000
Tvarový přesah $c_F$	[mm]	0.23210		-0.15889
Tloušťka zubu na patní kružnici $s_f$	[mm]	7.44571		8.61797
základní kružnici $s_b$	[mm]	7.83414		-2.56139
začátku evolventy $s_{Ff}$	[mm]	7.07715		6.54427
valivé kružnici $s_w$	[mm]	6.67987		2.41740
roztečné kružnici $s$	[mm]	6.20889		4.12709
začátku sražení $s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici $s_a$	[mm]	1.39288		2.06603
Výška paty $h_f$	[mm]	2.06940		4.39381
hlavy $h_a$	[mm]	4.60526		2.38638
zubu $h$	[mm]	6.67466		6.78019
Společná šířka kol $b$	[mm]		34.000	
Délka evolventy $ev$	[mm]	6.76320		5.33833
Délka funkční evolventy $ev$	[mm]	6.27339		5.51650
Měrný skluz na patě	[-]	-0.04805		-0.36226
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.26593		0.04585
Poměr b/d $\Psi_d$	[-]	0.395		-0.135
Poměr b/m <sub>n</sub> $\Psi_m$	[-]		11.333	
Součinitel trvání záběru profilu $\varepsilon_\alpha$	[-]		1.37256	
Součinitel trvání záběru krokem $\varepsilon_\beta$	[-]		0.78081	
Součinitel trvání záběru celkový $\varepsilon_\gamma$	[-]		2.15337	
Délka dotyku 1 páru zubů $L_{pmax}$	[mm]		34.68478	
Celková délka dotyku minim. $L_{smin}$	[mm]		41.49783	
Celková délka dotyku maxim. $L_{smax}$	[mm]		51.23467	
Čelní rozteč $p_t$	[mm]		9.65361	
Čelní rozteč základní $p_{tb}$	[mm]		8.78337	



**Příloha B – Náměry ozubených kol - centrální kolo**



# čelní kolo - rozteče

d. prog.: GST0409q13 -1 P65	obaluba:	datum: 22.01.2015 10:59
název: HRIDEL	počet zubů z: 23	úhel záběru: 24°00'00"
d. výkresu: 1316 304 132 B	modul m: 3mm	úhel sklonu: 12°30'00"
d. zak./série:	místo měření: P65 B6091 TATRAa.s	
firma/stroj d.: BROUSENO ZF		

DIN 3962

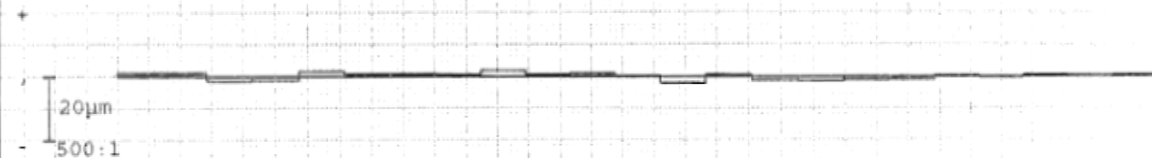
úchytky obvodových roztečí fp levý bok



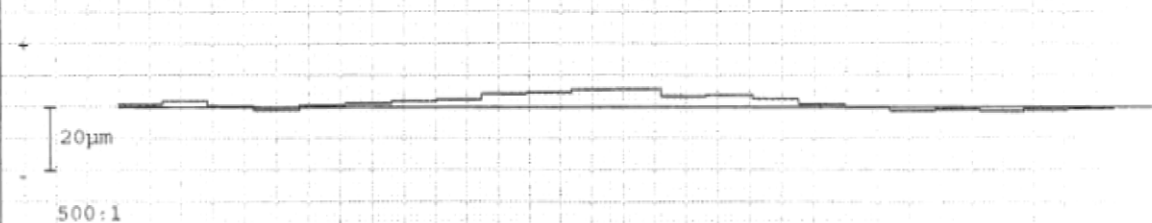
součtové úchytky roztečí Fp levý bok



úchytky obvodových roztečí fp pravý bok



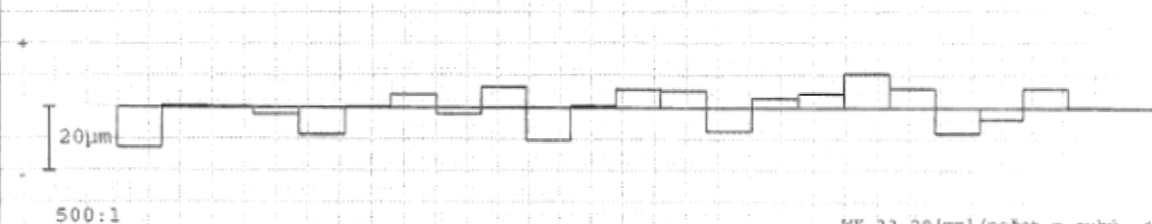
součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



		levý bok				pravý bok			
		nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.
max. úch. obvod roztečí	fp max	19.5	9	10.0	7	2.2	3	10.0	7
max. úch. součt. roztečí	Fp max	30.3	10	12.0	7	2.8	3	12.0	7
kolísání roztečí	Rp	32.2				4.1			
součtová úchytky roztečí	Fp	25.2	6	36.0	7	7.0	2	36.0	7
součtová úch. roztečí k zubů Fps/s		21.5	7	25.0	7	4.2	3	25.0	7

DIN 3962

házení Fr



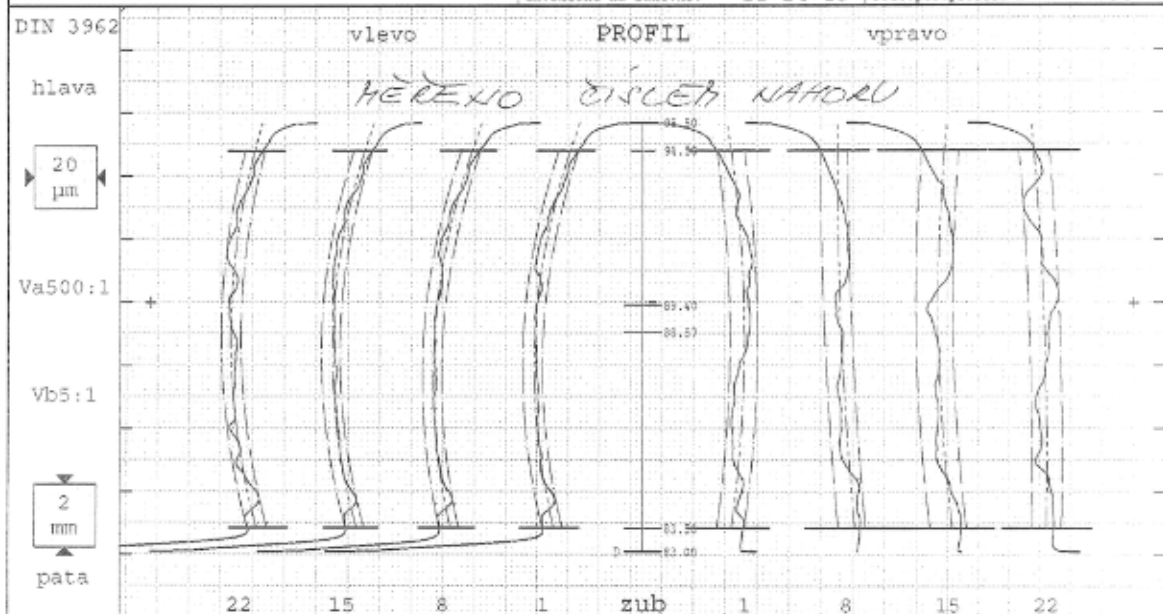
obvodové házení ozubení	Fr	23.2	7	28.0	7	WK 33.26[mm]/počet m. zubů 4			
kolísání tloušťky zuba	Re	22.2	9	16.0	7	nam.hodn.	33.3	33.279	

# Náměry ozubených kol - satelit

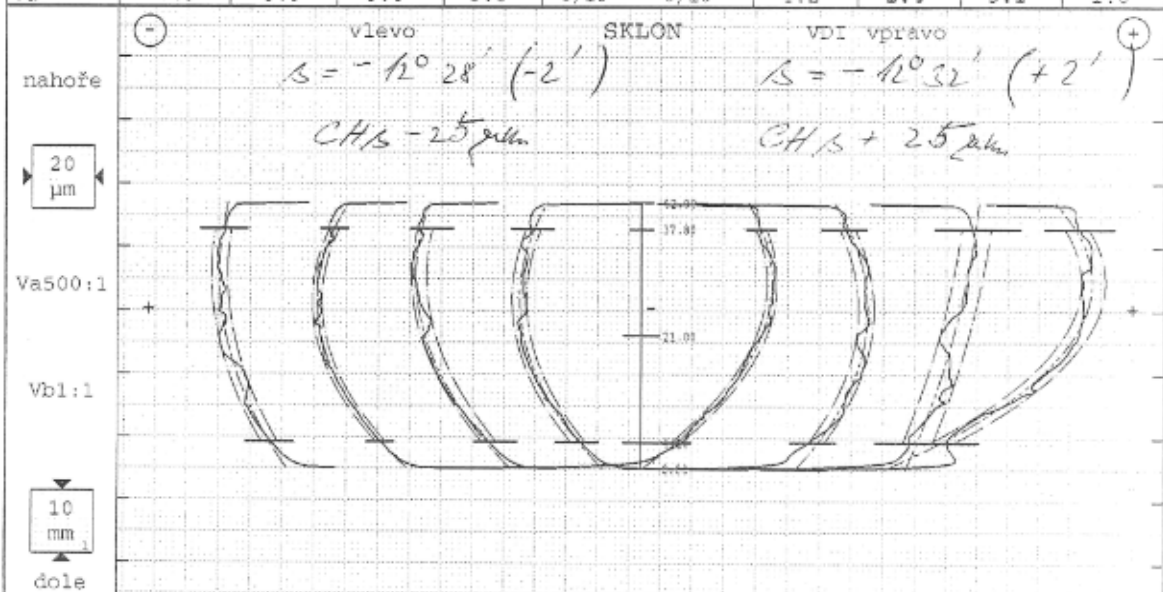
## čelní kolo - profil/sklon

(K)

š.prog.:	GST0409q13 -1 P65	obsluha:	<i>Štefan</i>	datum:	15.12.2014-13:02
název:		počet zubů z	28	šířka zubu b	42mm
š.výkresu:	1316 332 031 B	modul m	3mm	páso na profilu La	11.94mm
š.zak./zářie:		úhel záběru	24°00'00"	páso na sklonu Lb	33.6mm
firma/stroj č.:	BROUSENO ZF	úhel sklonu	-12°30'00"	zašátek vyhod. M	14.53mm
místo měření:	P65 B6091 TATRAa.s	pr. základní kr. db	78.2834mm	pr. dotyku (#18)	1.5mm
		úh.sklonu na zákl.kr.	-11°24'15"	sout.pos.profilu x	.56



	nam.hodn. [ $\mu$ m] st.př.				dov.hodn. jako.				nam.hodn. [ $\mu$ m] st.př.			
fHm	-3.6	5		V 7.6					-3.1	5		V 5.6
fHa	0.6	-2.6	-7.0	7 -5.2	49	7	49	7	0.0	-5.6	6	-2.7 -4.1
Fa	11.3	12.6	14.6	8 14.1	14	7	14	7	11.2	12.5	12.7	7 11.6
ffa	6.2	5.8	6.1	6.4	6 11	7	11	7	8.6	8.6	11.8	8 9.9
Ca	7.9	8.9	8.6	8.8	0/10	0/10	4.2		-1.4	-3.1		1.6



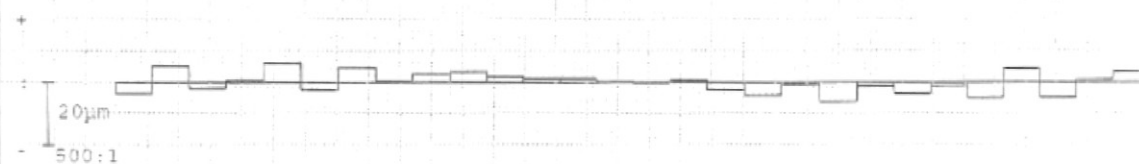
N:Z	22		15		8		1		zub		1		8		15		22			
fHSm	-19.9	s	V 7.7								31.0				s	V 42.7				
fHS	-18.1		-18.1		-25.5		-17.8	s	-25	14	7	25	14	7	33.3	12.2		23.5	54.9	10
FS	7.6		10.7	s	6.6		9.1		18	7	18	7	11.7		14.3	10.2		28.2	9	
fES	5.1	4	3.0		4.7		4.7		12	7	12	7	3.2		4.8		9.4	7	7.7	
CE	6.2		11.4		9.2		10.6		5/15		5/15		13.2		10.1	2.2		21.5		

# čelní kolo - rozteče

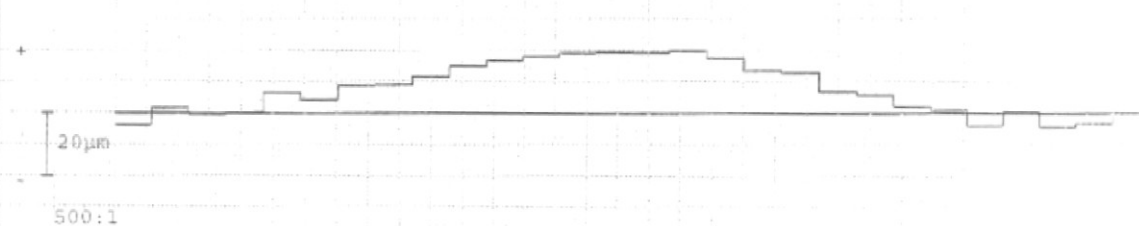
č.prog.:	GST0409q13 -1 P65	obaluba:		datum:	15.12.2014-13:02
název:		počet zubů z	28	úhel záběru	24°00'00"
č.výrobku:	1316 332 031 B	modul z	3mm	úhel sklonu	-12°30'00"
č.zak./série:		místo měření:	P65 B6091 TATRAa.s		
firma/stroj č.:	BROUSENO ZP				

DIN 3962

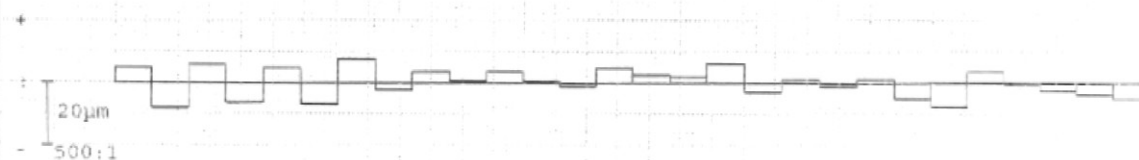
úchytky obvodových roztečí fp levý bok



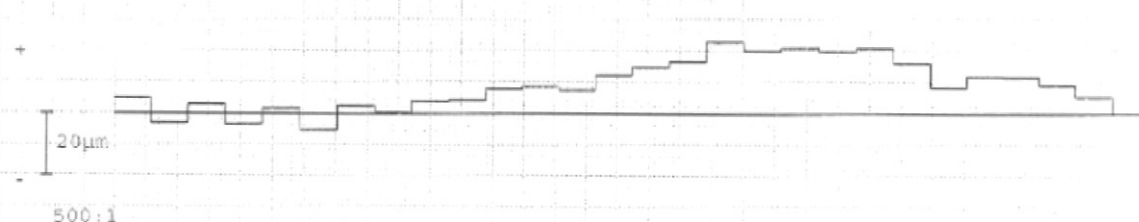
součtové úchytky roztečí Fp levý bok



úchytky obvodových roztečí fp pravý bok



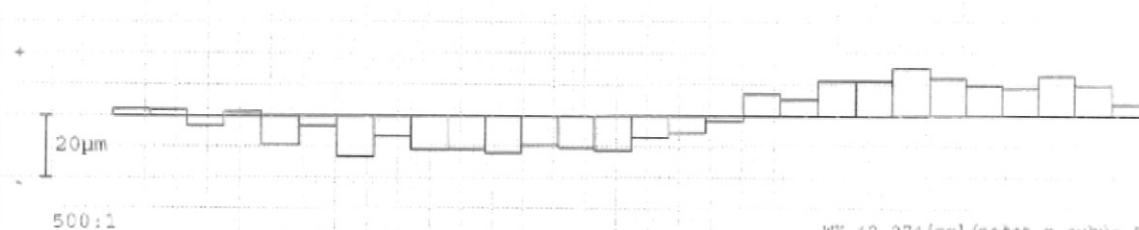
součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



		levý bok				pravý bok			
		nan.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nan.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.
max. čch. obvod roztečí	fp max	6.3	6	10.0	7	7.9	7	10.0	7
max. čch. součtov. roztečí	Fp max	9.3	7	12.0	7	14.5	8	12.0	7
kolísání roztečí	Sp	12.3				15.6			
součtová odchylka roztečí	Fp	24.3	6	36.0	7	28.1	7	36.0	7
součtová čch. roztečí k zubů Fpz/s		13.1	6	25.0	7	15.3	6	25.0	7

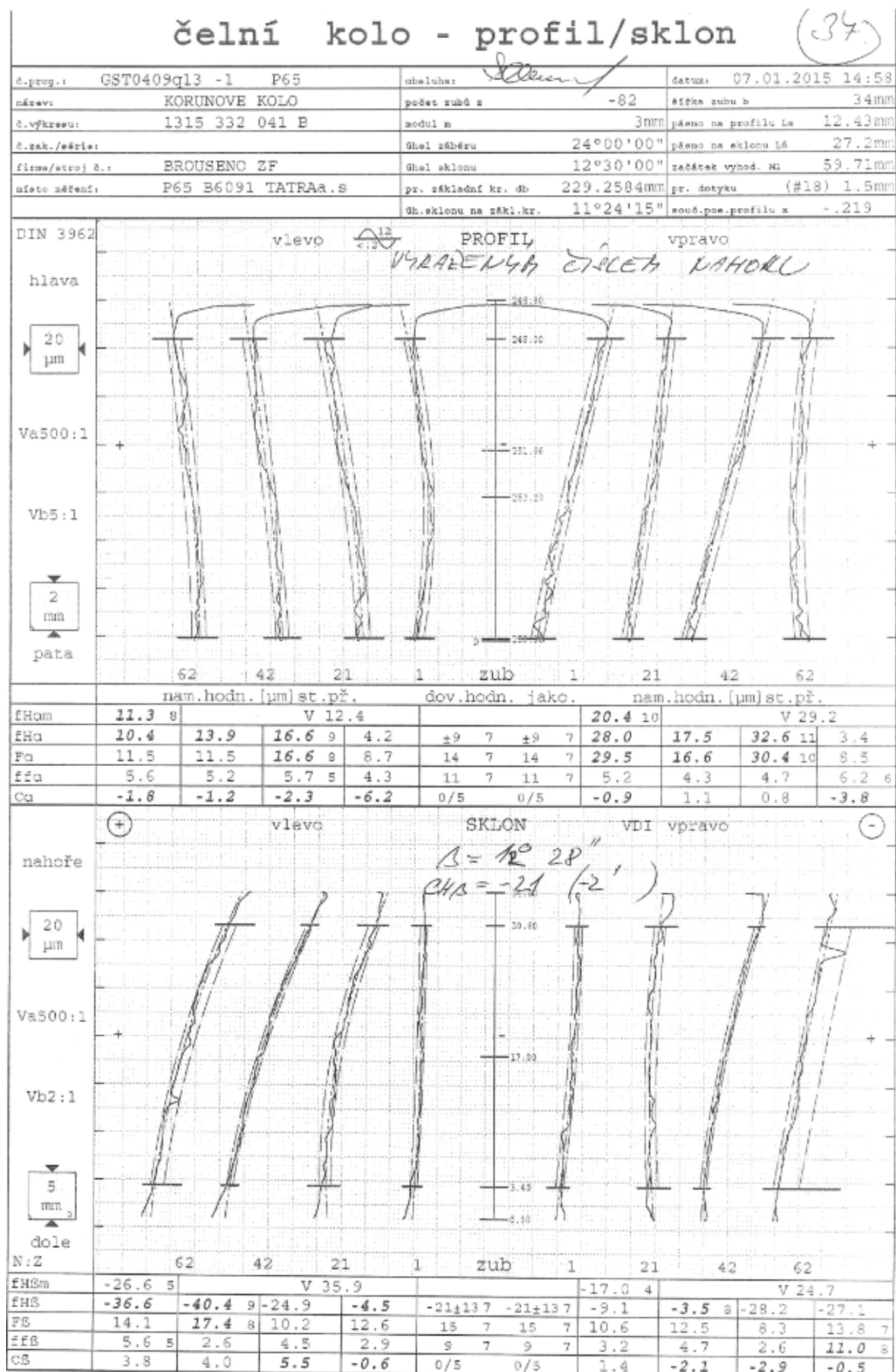
DIN 3962

házení Fr



		WK 42.274 [mm]/počet m.zubů= 5							
obvodové házení osubení	Fr	28.4	8	28.0	7	dov.hodn.			
kolísání tloušťky zubu	Ba	27.4	9	16.0	7	nan.hodn.	42.274	42.262	

# Náměry ozubených kol - korunové kolo

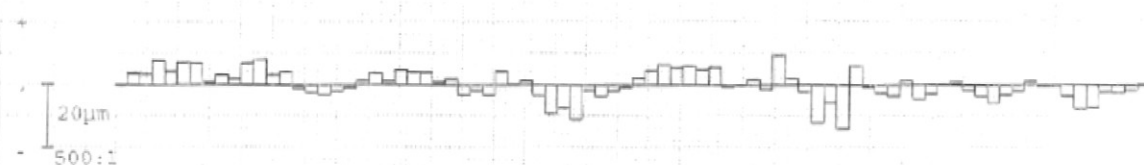


# čelní kolo - rozteče

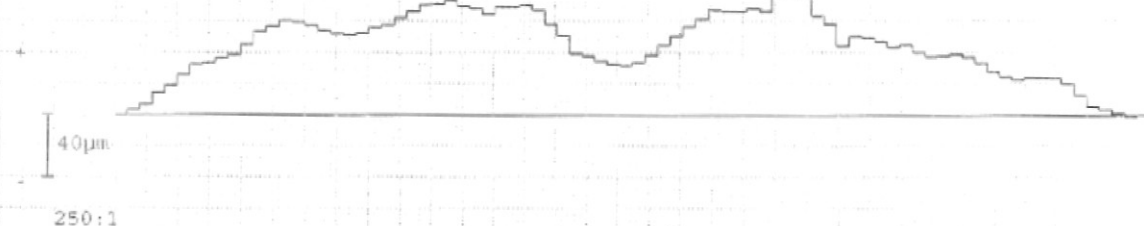
d.proj.: GST0409ql3 -1 P65	obsluha:	datum: 07.01.2015 14:58
název: KORUNOVÉ KOLO	počet zubů z: -82	úhel zářezu 24°00'30"
č.výkresu: 1315 332 341 B	modul m: 3mm	úhel sklonu 12°30'00"
č.zak./edice:	miesto měření: P65 B6031 TATRAa.s	
firma/stroj č.: BROUSENO ZF		

DIN 3962  $\frac{12}{\sqrt{2}}$

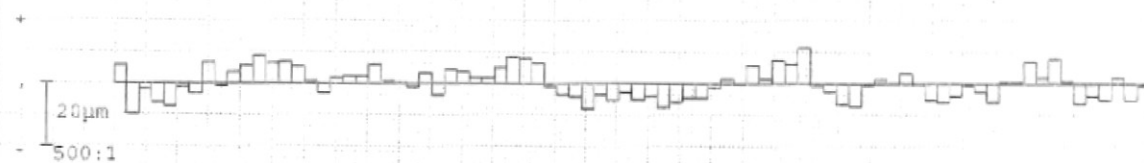
úchytky obvodových roztečí fp levý bok



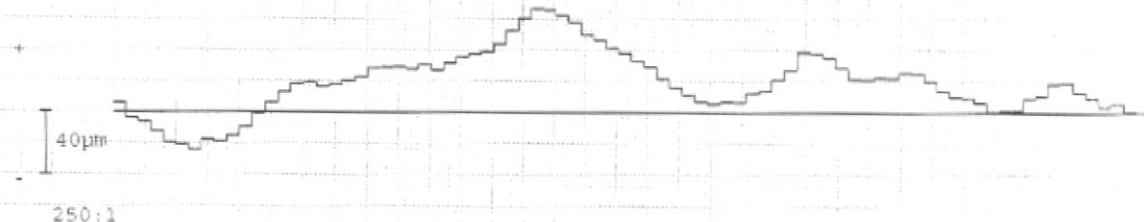
součtové úchytky roztečí Fp levý bok



úchytky obvodových roztečí fp pravý bok



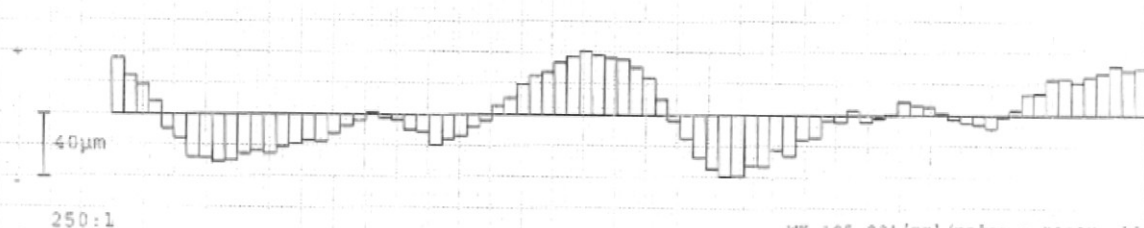
součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



	levý bok				pravý bok			
	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.
max. úchl. obvod roztečí fp max	13.9	8	11.0	7	11.3	8	11.0	7
max. úchl. součed. roztečí fu max	20.1	9	14.0	7	15.7	8	14.0	7
kolísání roztečí Rp	23.4				21.2			
součtová úchytky roztečí Fp	78.5	9	45.0	7	90.9	10	45.0	7
součtová úchl. roztečí k zubů Fpa/z	50.3	9	28.0	7	51.3	9	28.0	7

DIN 3962

házení Fr



		WK 105.001[mm]/počet z.měření: 11							
obvodové házení ozubení Fr	Fr	80.2	10	32.0	7	dov.hodn.			
kolísání tloušťky zubu Rz	Rz	80.0	12	20.0	7	nam.hodn.	105.387	105.017	

## Příloha C

### Pevnostní výpočet soukolí centrální kolo - satelit pro 1°

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 9:24:36 Datum - 20. 4. 2015  
Typ soukolí - Vnější Zadání sil (momentů) - staticky

#### Geometrie

z1= 23.0 z2= 28.0  
x1= 0.5606 x2= 0.5602  
da1= 79.760[mm] da2= 95.250[mm]  
mn= 3.000[mm] aw= 81.452[mm]  
Alfa= 24.000[°] Beta= 12.500[°]  
Epsalfa= 1.290 Epsbeta= 0.965

#### Parametry základního profilu

ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
Rof1\*= 0.3520 Rof2\*= 0.3520

#### Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 700.0[MPa] Sigma0Flimb2= 700.0[MPa]  
Sigma0Hlim1 = 1270.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1270.0[MPa]  
14 220 14 220  
cementovaná kalená cementovaná kalená

#### Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
F1= 48556.5[N]  
YA1= 1.000 YA2= 0.733  
KA= 1.000 KAS= 2.000

#### Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 44.0 b2= 42.0 db= 0.0

#### Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

#### Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

##### KONTROLA NA OHYB

###### Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 956.4 SigmaF2 = 1012.6  
SigmaFP1= 700.0 SigmaFP2= 513.1  
SF1= 0.732 SF2= 0.507  
  
SigmaFmax1 = 1912.9 SigmaFmax2 = 2025.1  
SigmaFPmax1= 1400.0 SigmaFPmax2= 1400.0

###### Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000  
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000  
Ypsilon= 0.809 Ybeta= 0.900  
YFS1= 3.575 YFS2= 3.613  
YFa1= 1.813 YFa2= 1.821  
YSa1= 1.972 YSa2= 1.984

##### KONTROLA NA DOTYK

###### Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 1933.9 SigmaH2 = 1933.9  
SigmaHP1= 1270.0 SigmaHP2= 1270.0  
SH1= 0.657 SH2= 0.657  
  
SigmaHmax1 = 2734.9 SigmaHmax2 = 2734.9  
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

###### Ostatní součinitele

KH= 1.048 KHv= 1.000  
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.048  
KA= 1.000 KAS= 2.000  
Zepsilon= 0.883 ZH= 2.070  
ZE= 191.646 Zbeta= 0.988

# Pevnostní výpočet soukolí satelit - korunové kolo pro 1°

Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 10:22:00 Datum - 20. 4. 2015  
Typ soukolí - Vnitřní Zadání sil (momentů) - staticky

## Geometrie

z1= 28.0 z2= -82.0  
x1= 0.5602 x2= -0.2191  
da1= 95.250[mm] da2= -247.200[mm]  
mn= 3.000[mm] aw= -81.910[mm]  
Alfa= 24.000[°] Beta= 12.500[°]  
Epsalfa= 1.445 Epsbeta= 0.781

## Parametry základního profilu

ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
ca1\*= 0.2500 ca2\*= 0.2500  
Rof1\*= 0.3520 Rof2\*= 0.3520

## Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 700.0[MPa] Sigma0Flimb2= 700.0[MPa]  
Sigma0Hlim1 = 1270.0[MPa] Sigma0Hlim2 = 1270.0[MPa]  
14 220 14 220  
cementovaná kalená cementovaná kalená

## Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
F1= 48556.5[N]  
YA1= 0.733 YA2= 1.000  
KA= 1.000 KAS= 2.000

## Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 42.0 b2= 34.0 db= 0.0

## Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.C

## KONTROLA NA OHYB

### Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaF1 = 1086.8 SigmaF2 = 1579.6  
SigmaFP1= 513.1 SigmaFP2= 700.0  
SF1= 0.472 SF2= 0.443  
SigmaFmax1 = 2173.6 SigmaFmax2 = 3159.1  
SigmaFPmax1= 1400.0 SigmaFPmax2= 1400.0

### Ostatní součinitele

KF= 1.000 KFv= 1.000  
KFalfa= 1.000 KFbeta= 1.000  
Ypsilon= 0.749 Ybeta= 0.919  
YFS1= 3.613 YFS2= 4.825  
YFa1= 1.821 YFa2= 1.811  
Ysa1= 1.984 Ysa2= 2.664

## KONTROLA NA DOTYK

### Napětí v MPa a bezpečnosti

SigmaH1 = 1443.1 SigmaH2 = 1443.1  
SigmaHP1= 1270.0 SigmaHP2= 1270.0  
SH1= 0.880 SH2= 0.880  
SigmaHmax1 = 2040.8 SigmaHmax2 = 2040.8  
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

### Ostatní součinitele

KH= 1.300 KHv= 1.000  
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.300  
KA= 1.000 KAS= 2.000  
Zepsilon= 0.853 ZH= 2.371  
ZE= 191.646 Zbeta= 0.988